



Common Market for Eastern and Southern Africa



EDICT OF GOVERNMENT



In order to promote public education and public safety, equal justice for all, a better informed citizenry, the rule of law, world trade and world peace, this legal document is hereby made available on a noncommercial basis, as it is the right of all humans to know and speak the laws that govern them.

COMESA 284 (2007) (English/French): Hydraulic
turbines, storage pumps and pumpturbines
Model acceptance tests



BLANK PAGE





**COMESA HARMONISED
STANDARD**

**COMESA/FDHS
284:2007**

**Hydraulic turbines, storage pumps and pump-
turbines — Model acceptance tests**

REFERENCE: FDHS 284:2007

Foreword

The Common Market for Eastern and Southern Africa (COMESA) was established in 1994 as a regional economic grouping consisting of 20 member states after signing the co-operation Treaty. In Chapter 15 of the COMESA Treaty, Member States agreed to co-operate on matters of standardisation and Quality assurance with the aim of facilitating the faster movement of goods and services within the region so as to enhance expansion of intra-COMESA trade and industrial expansion.

Co-operation in standardisation is expected to result into having uniformly harmonised standards. Harmonisation of standards within the region is expected to reduce Technical Barriers to Trade that are normally encountered when goods and services are exchanged between COMESA Member States due to differences in technical requirements. Harmonized COMESA Standards are also expected to result into benefits such as greater industrial productivity and competitiveness, increased agricultural production and food security, a more rational exploitation of natural resources among others.

COMESA Standards are developed by the COMESA experts on standards representing the National Standards Bodies and other stakeholders within the region in accordance with international procedures and practices. Standards are approved by circulating Final Draft Harmonized Standards (FDHS) to all member states for a one Month vote. The assumption is that all contentious issues would have been resolved during the previous stages or that an international or regional standard being adopted has been subjected through a development process consistent with accepted international practice.

COMESA Standards are subject to review, to keep pace with technological advances. Users of the COMESA Harmonized Standards are therefore expected to ensure that they always have the latest version of the standards they are implementing.

This COMESA standard is technically identical to IEC 60193:1999, *Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines — Model acceptance tests*

<p>A COMESA Harmonized Standard does not purport to include all necessary provisions of a contract. Users are responsible for its correct application.</p>
--

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60193

Deuxième édition
Second edition
1999-11

**Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation
et pompes-turbines –
Essais de réception sur modèle**

**Hydraulic turbines, storage pumps
and pump-turbines –
Model acceptance tests**



Numéro de référence
Reference number
CEI/IEC 60193:1999

Numéros des publications

Depuis le 1^{er} janvier 1997, les publications de la CEI sont numérotées à partir de 60000.

Publications consolidées

Les versions consolidées de certaines publications de la CEI incorporant les amendements sont disponibles. Par exemple, les numéros d'édition 1.0, 1.1 et 1.2 indiquent respectivement la publication de base, la publication de base incorporant l'amendement 1, et la publication de base incorporant les amendements 1 et 2.

Validité de la présente publication

Le contenu technique des publications de la CEI est constamment revu par la CEI afin qu'il reflète l'état actuel de la technique.

Des renseignements relatifs à la date de reconfirmation de la publication sont disponibles dans le Catalogue de la CEI.

Les renseignements relatifs à des questions à l'étude et des travaux en cours entrepris par le comité technique qui a établi cette publication, ainsi que la liste des publications établies, se trouvent dans les documents ci-dessous:

- **«Site web» de la CEI***
- **Catalogue des publications de la CEI**
Publié annuellement et mis à jour régulièrement
(Catalogue en ligne)*
- **Bulletin de la CEI**
Disponible à la fois au «site web» de la CEI* et comme périodique imprimé

Terminologie, symboles graphiques et littéraux

En ce qui concerne la terminologie générale, le lecteur se reportera à la CEI 60050: *Vocabulaire Electrotechnique International* (VEI).

Pour les symboles graphiques, les symboles littéraux et les signes d'usage général approuvés par la CEI, le lecteur consultera la CEI 60027: *Symboles littéraux à utiliser en électrotechnique*, la CEI 60417: *Symboles graphiques utilisables sur le matériel. Index, relevé et compilation des feuilles individuelles*, et la CEI 60617: *Symboles graphiques pour schémas*.

* Voir adresse «site web» sur la page de titre.

Numbering

As from 1 January 1997 all IEC publications are issued with a designation in the 60000 series.

Consolidated publications

Consolidated versions of some IEC publications including amendments are available. For example, edition numbers 1.0, 1.1 and 1.2 refer, respectively, to the base publication, the base publication incorporating amendment 1 and the base publication incorporating amendments 1 and 2.

Validity of this publication

The technical content of IEC publications is kept under constant review by the IEC, thus ensuring that the content reflects current technology.

Information relating to the date of the reconfirmation of the publication is available in the IEC catalogue.

Information on the subjects under consideration and work in progress undertaken by the technical committee which has prepared this publication, as well as the list of publications issued, is to be found at the following IEC sources:

- **IEC web site***
- **Catalogue of IEC publications**
Published yearly with regular updates
(On-line catalogue)*
- **IEC Bulletin**
Available both at the IEC web site* and as a printed periodical

Terminology, graphical and letter symbols

For general terminology, readers are referred to IEC 60050: *International Electrotechnical Vocabulary* (IEV).

For graphical symbols, and letter symbols and signs approved by the IEC for general use, readers are referred to publications IEC 60027: *Letter symbols to be used in electrical technology*, IEC 60417: *Graphical symbols for use on equipment. Index, survey and compilation of the single sheets* and IEC 60617: *Graphical symbols for diagrams*.

* See web site address on title page.

**NORME
INTERNATIONALE
INTERNATIONAL
STANDARD**

**CEI
IEC**

60193

Deuxième édition
Second edition
1999-11

**Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation
et pompes-turbines –
Essais de réception sur modèle**

**Hydraulic turbines, storage pumps
and pump-turbines –
Model acceptance tests**

© IEC 1999 Droits de reproduction réservés — Copyright - all rights reserved

Aucune partie de cette publication ne peut être reproduite ni utilisée sous quelque forme que ce soit et par aucun procédé, électronique ou mécanique, y compris la photo-copie et les microfilms, sans l'accord écrit de l'éditeur.

No part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from the publisher.

International Electrotechnical Commission
Telefax: +41 22 919 0300

3, rue de Varembé Geneva, Switzerland
e-mail: inmail@iec.ch IEC web site <http://www.iec.ch>



Commission Electrotechnique Internationale
International Electrotechnical Commission
Международная Электротехническая Комиссия

CODE PRIX
PRICE CODE

XL

*Pour prix, voir catalogue en vigueur
For price, see current catalogue*

SOMMAIRE

	Pages
AVANT-PROPOS	10
Articles	
1 Règles générales	12
1.1 Domaine d'application et objet.....	12
1.1.1 Domaine d'application	12
1.1.2 Objet.....	12
1.2 Références normatives	14
1.3 Terminologie, définitions, symboles et unités	16
1.3.1 Généralités	16
1.3.2 Unités	18
1.3.3 Liste des termes, définitions, symboles et unités.....	20
1.4 Nature et étendue des garanties relatives au fonctionnement hydraulique	58
1.4.1 Généralités	58
1.4.2 Garanties principales de performances hydrauliques vérifiables par un essai sur modèle	60
1.4.3 Garanties non vérifiables par des essais sur modèle.....	66
1.4.4 Données complémentaires de fonctionnement.....	66
2 Exécution des essais.....	68
2.1 Exigences imposées à l'installation d'essais et au modèle	68
2.1.1 Choix du laboratoire	68
2.1.2 Installation d'essais	68
2.1.3 Exigences concernant le modèle	70
2.2 Contrôle dimensionnel du modèle et du prototype.....	74
2.2.1 Généralités	74
2.2.2 Dimensions à contrôler sur le modèle et le prototype	94
2.2.3 Ondulation et rugosité de surface	110
2.3 Similitude hydraulique, conditions d'essai et modalités d'exécution des essais.....	118
2.3.1 Similitude hydraulique	118
2.3.2 Conditions d'essai	132
2.3.3 Modalités d'exécution des essais.....	138
2.4 Introduction aux méthodes de mesure	160
2.4.1 Mesures liées aux garanties principales de performances hydrauliques	160
2.4.2 Mesures liées à des données complémentaires	164
2.4.3 Acquisition et traitement des données.....	164
2.5 Propriétés physiques.....	164
2.5.1 Généralités	164
2.5.2 Accélération due à la pesanteur.....	164
2.5.3 Propriétés physiques de l'eau	166
2.5.4 Propriétés physiques de l'atmosphère.....	176
2.5.5 Masse volumique du mercure	178

CONTENTS

	Page
FOREWORD	11
Clause	
1 General rules	13
1.1 Scope and object	13
1.1.1 Scope	13
1.1.2 Object	13
1.2 Normative references	15
1.3 Terms, definitions, symbols and units	17
1.3.1 General	17
1.3.2 Units	19
1.3.3 List of terms, definitions, symbols and units	21
1.4 Nature and extent of guarantees related to hydraulic performance	59
1.4.1 General	59
1.4.2 Main hydraulic performance guarantees verifiable by model test	61
1.4.3 Guarantees not verifiable by model test	67
1.4.4 Additional performance data	67
2 Execution of tests	69
2.1 Requirements of test installation and model	69
2.1.1 Choice of laboratory	69
2.1.2 Test installation	69
2.1.3 Model requirements	71
2.2 Dimensional check of model and prototype	75
2.2.1 General	75
2.2.2 Dimensions of model and prototype to be checked	95
2.2.3 Surface waviness and roughness	111
2.3 Hydraulic similitude, test conditions and test procedures	119
2.3.1 Hydraulic similitude	119
2.3.2 Test conditions	133
2.3.3 Test procedures	139
2.4 Introduction to the methods of measurement	161
2.4.1 Measurements related to the main hydraulic performance guarantees	161
2.4.2 Measurements related to additional data	165
2.4.3 Acquisition and processing of data	165
2.5 Physical properties	165
2.5.1 General	165
2.5.2 Acceleration due to gravity	165
2.5.3 Physical properties of water	167
2.5.4 Physical conditions of atmosphere	177
2.5.5 Density of mercury	179

Articles	Pages
3 Performances hydrauliques principales: méthodes de mesurage et résultats.....	180
3.1 Acquisition et traitement des données	180
3.1.1 Introduction et définitions	180
3.1.2 Spécifications générales.....	180
3.1.3 Acquisition des données.....	184
3.1.4 Spécification des composants	186
3.1.5 Contrôle du système d'acquisition des données	192
3.2 Mesurage du débit	196
3.2.1 Généralités	196
3.2.2 Méthodes primaires.....	200
3.2.3 Méthodes secondaires.....	208
3.3 Mesurage de la pression	214
3.3.1 Généralités	214
3.3.2 Choix de la section de mesure de la pression	214
3.3.3 Prises de pression et tuyauteries de liaison	216
3.3.4 Appareillage de mesure de la pression	222
3.3.5 Etalonnage des appareils de mesure de pression	236
3.3.6 Mesures de vide.....	236
3.3.7 Incertitude sur les mesures de pression.....	238
3.4 Mesurage du niveau libre	238
3.4.1 Généralités	238
3.4.2 Choix des sections de mesurage du niveau libre.....	238
3.4.3 Nombre des points de mesurage dans une section	238
3.4.4 Appareillage de mesure.....	240
3.4.5 Incertitudes sur les mesures de niveau libre	244
3.5 Détermination de E et NPSE	244
3.5.1 Généralités	244
3.5.2 Détermination de l'énergie hydraulique massique E	246
3.5.3 Formules simplifiées pour E	250
3.5.4 Détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration NPSE	260
3.6 Mesurage du couple sur l'arbre	270
3.6.1 Généralités	270
3.6.2 Méthodes de mesurage du couple	270
3.6.3 Méthodes pour absorber ou fournir la puissance.....	272
3.6.4 Schémas de montage.....	272
3.6.5 Contrôle du système.....	282
3.6.6 Etalonnage.....	282
3.6.7 Incertitude sur la mesure du couple	284
3.7 Mesurage de la vitesse de rotation	286
3.7.1 Généralités	286
3.7.2 Méthodes de mesurage de la vitesse	286
3.7.3 Contrôle	286
3.7.4 Incertitude de mesure.....	288

Clause	Page
3 Main hydraulic performances: methods of measurement and results	181
3.1 Data acquisition and data processing	181
3.1.1 Introduction and definitions	181
3.1.2 General requirements	181
3.1.3 Data acquisition	185
3.1.4 Component requirements	187
3.1.5 Check of the data acquisition system	193
3.2 Discharge measurement	197
3.2.1 General	197
3.2.2 Primary methods	201
3.2.3 Secondary methods	209
3.3 Pressure measurement	215
3.3.1 General	215
3.3.2 Choice of pressure-measuring section	215
3.3.3 Pressure taps and connecting lines	217
3.3.4 Apparatus for pressure measurement	223
3.3.5 Calibration of pressure measurement apparatus	237
3.3.6 Vacuum measurements	237
3.3.7 Uncertainty in pressure measurements	239
3.4 Free water level measurement	239
3.4.1 General	239
3.4.2 Choice of water level measuring sections	239
3.4.3 Number of measuring points in a measuring section	239
3.4.4 Measuring apparatus	241
3.4.5 Uncertainty in free water level measurement	245
3.5 Determination of E and NPSE	245
3.5.1 General	245
3.5.2 Determination of the specific hydraulic energy E	247
3.5.3 Simplified formulae for E	251
3.5.4 Determination of the net positive suction specific energy NPSE	261
3.6 Shaft torque measurement	271
3.6.1 General	271
3.6.2 Methods of torque measurement	271
3.6.3 Methods of absorbing/generating power	273
3.6.4 Layout of arrangement	273
3.6.5 Checking of system	283
3.6.6 Calibration	283
3.6.7 Uncertainty in torque measurement	285
3.7 Rotational speed measurement	287
3.7.1 General	287
3.7.2 Methods of speed measurement	287
3.7.3 Checking	287
3.7.4 Uncertainty of measurement	289

Articles	Pages
3.8 Calcul des résultats d'essai	288
3.8.1 Généralités	288
3.8.2 Calcul de la puissance, du débit et du rendement dans le domaine garanti	298
3.8.3 Calcul de la vitesse et du débit d'emballlement stabilisé	328
3.9 Analyse des erreurs	336
3.9.1 Principes de base (voir ISO 5168)	336
3.9.2 Détermination des incertitudes lors des essais sur modèle.....	340
3.10 Comparaison aux garanties	350
3.10.1 Généralités	350
3.10.2 Courbe d'interpolation et bande d'incertitude totale	352
3.10.3 Puissance, débit et/ou énergie hydraulique massique et rendement dans le domaine garanti	354
3.10.4 Vitesse et débit d'emballlement	362
3.10.5 Garanties de cavitation.....	362
4 Données complémentaires de fonctionnement – Méthodes de mesurage et résultats	366
4.1 Introduction au mesurage des données complémentaires	366
4.1.1 Généralités	366
4.1.2 Conditions d'essai et mode opératoire	368
4.1.3 Incertitude de mesure.....	368
4.1.4 Transposition du modèle au prototype	368
4.2 Acquisition et traitement des données pour le mesurage des grandeurs fluctuantes	370
4.2.1 Généralités	370
4.2.2 Acquisition des données	372
4.2.3 Traitement des données	376
4.3 Fluctuations de pression	378
4.3.1 Généralités	378
4.3.2 Recommandations particulières pour le modèle et l'installation	386
4.3.3 Instrumentation et étalonnage	388
4.3.4 Détails de procédure	390
4.3.5 Mesures	396
4.3.6 Analyse, présentation et interprétation des résultats	396
4.3.7 Transposition au prototype	402
4.3.8 Incertitude.....	408
4.4 Fluctuations de couple sur l'arbre	410
4.4.1 Généralités	410
4.4.2 Recommandations pour les mesures	410
4.4.3 Analyse des résultats d'essais sur modèle	410
4.4.4 Transposition au prototype	410
4.5 Poussées axiale et radiale.....	412
4.5.1 Généralités	412
4.5.2 Poussée axiale.....	414
4.5.3 Poussée radiale	424

Clause	Page
3.8 Computation of test results.....	289
3.8.1 General.....	289
3.8.2 Computation of power, discharge and efficiency in the guarantee range	299
3.8.3 Computation of steady-state runaway speed and discharge	329
3.9 Error analysis.....	337
3.9.1 Basic principles (see ISO 5168).....	337
3.9.2 Determination of uncertainties in model tests.....	341
3.10 Comparison with guarantees	351
3.10.1 General.....	351
3.10.2 Interpolation curve and total uncertainty bandwidth	353
3.10.3 Power, discharge and/or specific hydraulic energy and efficiency in the guarantee range.....	355
3.10.4 Runaway speed and discharge	363
3.10.5 Cavitation guarantees.....	363
4 Additional performance data – Methods of measurement and results	367
4.1 Introduction to additional data measurement.....	367
4.1.1 General.....	367
4.1.2 Test conditions and test procedures	369
4.1.3 Uncertainty in measurements	369
4.1.4 Model to prototype conversion	369
4.2 Data acquisition and processing for measurement of fluctuating quantities	371
4.2.1 General.....	371
4.2.2 Data acquisition	373
4.2.3 Data processing	377
4.3 Pressure fluctuations.....	379
4.3.1 General.....	379
4.3.2 Special requirements for model and installation	387
4.3.3 Instrumentation and calibration.....	389
4.3.4 Detailed procedures	391
4.3.5 Measurement	397
4.3.6 Analysis, presentation and interpretation of results	397
4.3.7 Transposition to prototype	403
4.3.8 Uncertainties	409
4.4 Shaft torque fluctuations	411
4.4.1 General.....	411
4.4.2 Recommendations for measurement	411
4.4.3 Analysis of model test results	411
4.4.4 Transposition to prototype	411
4.5 Axial and radial thrust.....	413
4.5.1 General.....	413
4.5.2 Axial thrust.....	415
4.5.3 Radial thrust.....	425

Articles	Pages
4.6 Efforts hydrauliques sur les organes de réglage.....	430
4.6.1 Généralités	430
4.6.2 Couple sur les directrices	432
4.6.3 Couple sur les pales de roue	442
4.6.4 Force sur le pointeau et couple sur le déflecteur des turbines Pelton	452
4.7 Essais dans un domaine de fonctionnement élargi.....	458
4.7.1 Généralités	458
4.7.2 Terminologie	458
4.7.3 Objet des essais	464
4.7.4 Particularités de certains essais	466
4.8 Mesures de pression différentielle en vue des essais indicels du prototype	470
4.8.1 Généralités	470
4.8.2 But de l'essai.....	472
4.8.3 Exécution de l'essai.....	472
4.8.4 Transposition aux conditions du prototype	474
4.8.5 Incertitude.....	474
Annexe A (informative) Termes adimensionnels.....	476
Annexe B (normative) Propriétés physiques, valeurs numériques	478
Annexe C (informative) Etablissement de l'équation définissant l'énergie hydraulique massique de la machine	494
Annexe D (informative) Influence de la masse volumique réelle de l'eau, ρ_{wa} , sur les mesures et sur les étalonnages	498
Annexe E (informative) Procédure résumée d'essai et de calcul.....	500
Annexe F (normative) Effet d'échelle sur le rendement hydraulique des machines à réaction	508
Annexe G (normative) Calcul des caractéristiques d'emballlement du prototype en tenant compte des pertes par frottement et par ventilation du groupe.....	518
Annexe H (informative) Exemple de détermination de la meilleure courbe lissée: méthode des segments séparés.....	520
Annexe J (informative) Exemples d'analyse des sources d'erreur et évaluation de l'incertitude.....	526
Annexe K (normative) Effet d'échelle sur le rendement des turbines Pelton	538
Annexe L (normative) Analyse des incertitudes aléatoires lors d'un essai dans des conditions de fonctionnement constantes	544
Annexe M (normative) Calcul du nombre de Thoma d'installation σ_{pl}	552
Annexe N (informative) Bilan schématique détaillé des énergies hydrauliques massiques, des débits et des puissances	560
Annexe P (informative) Bibliographie	566

Clause	Page
4.6 Hydraulic loads on control components	431
4.6.1 General	431
4.6.2 Guide vane torque	433
4.6.3 Runner blade torque	443
4.6.4 Pelton needle force and deflector torque	453
4.7 Testing in an extended operating range	459
4.7.1 General	459
4.7.2 Terminology	459
4.7.3 Scope of tests	465
4.7.4 Provisions for particular tests	467
4.8 Differential pressure measurement in view of prototype index test	471
4.8.1 General	471
4.8.2 Purpose of test	473
4.8.3 Execution of test	473
4.8.4 Transposition to prototype conditions	475
4.8.5 Uncertainty	475
Annex A (informative) Dimensionless terms	477
Annex B (normative) Physical properties, data	479
Annex C (informative) Derivation of the equation for the specific hydraulic energy of a machine	495
Annex D (informative) Influence of the density of actual water ρ_{wa} on measurement and calibration	499
Annex E (informative) Summarized test and calculation procedure	501
Annex F (normative) Scale-up of the hydraulic efficiency of reaction machines	509
Annex G (normative) Computation of the prototype runaway characteristics taking into account friction and windage losses of the unit	519
Annex H (informative) Example of determination of the best smooth curve: method of separate segments	521
Annex J (informative) Examples analysis of sources of error and uncertainty evaluation	527
Annex K (normative) Efficiency scale-up for Pelton turbines	539
Annex L (normative) Analysis of random uncertainties for a test at constant operating conditions	545
Annex M (normative) Calculation of plant Thoma number σ_{pl}	553
Annex N (informative) Detailed flux diagram of specific hydraulic energy, flow and power	561
Annex P (informative) Bibliography	567

COMMISSION ÉLECTROTECHNIQUE INTERNATIONALE

TURBINES HYDRAULIQUES, POMPES D'ACCUMULATION ET POMPES-TURBINES – ESSAIS DE RÉCEPTION SUR MODÈLE

AVANT-PROPOS

- 1) La CEI (Commission Electrotechnique Internationale) est une organisation mondiale de normalisation composée de l'ensemble des comités électrotechniques nationaux (Comités nationaux de la CEI). La CEI a pour objet de favoriser la coopération internationale pour toutes les questions de normalisation dans les domaines de l'électricité et de l'électronique. A cet effet, la CEI, entre autres activités, publie des Normes Internationales. Leur élaboration est confiée à des comités d'études, aux travaux desquels tout Comité national intéressé par le sujet traité peut participer. Les organisations internationales, gouvernementales et non gouvernementales, en liaison avec la CEI, participent également aux travaux. La CEI collabore étroitement avec l'Organisation Internationale de Normalisation (ISO), selon des conditions fixées par accord entre les deux organisations.
- 2) Les décisions ou accords officiels de la CEI concernant les questions techniques, représentent, dans la mesure du possible un accord international sur les sujets étudiés, étant donné que les Comités nationaux intéressés sont représentés dans chaque comité d'études.
- 3) Les documents produits se présentent sous la forme de recommandations internationales. Ils sont publiés comme normes, rapports techniques ou guides et agréés comme tels par les Comités nationaux.
- 4) Dans le but d'encourager l'unification internationale, les Comités nationaux de la CEI s'engagent à appliquer de façon transparente, dans toute la mesure possible, les Normes internationales de la CEI dans leurs normes nationales et régionales. Toute divergence entre la norme de la CEI et la norme nationale ou régionale correspondante doit être indiquée en termes clairs dans cette dernière.
- 5) La CEI n'a fixé aucune procédure concernant le marquage comme indication d'approbation et sa responsabilité n'est pas engagée quand un matériel est déclaré conforme à l'une de ses normes.
- 6) L'attention est attirée sur le fait que certains des éléments de la présente Norme internationale peuvent faire l'objet de droits de propriété intellectuelle ou de droits analogues. La CEI ne saurait être tenue pour responsable de ne pas avoir identifié de tels droits de propriété et de ne pas avoir signalé leur existence.

La Norme internationale CEI 60193 a été établie par le comité d'études 4 de la CEI: Turbines hydrauliques.

Cette deuxième édition de la CEI 60193 annule et remplace la première édition de la CEI 60193 parue en 1965, sa modification n° 1 (1977), son premier complément CEI 60193A (1972), ainsi que la CEI 60497 (1976) et la CEI 60995 (1991).

Les articles 1 à 3 de la présente norme couvrent le domaine traité dans les publications susmentionnées. En outre des informations supplémentaires sont données à l'article 4.

Le texte de cette norme est issu des documents suivants:

FDIS	Rapport de vote
4/157/FDIS	4/162/RVD

Le rapport de vote indiqué dans le tableau ci-dessus donne toute information sur le vote ayant abouti à l'approbation de cette norme.

Les annexes B, F, G, K, L et M font partie intégrante de cette norme.

Les annexes A, C, D, E, H, J, N et P sont données uniquement à titre d'information.

Le comité a décidé que cette publication reste valable jusqu'en 2004. A cette date, selon décision préalable du comité, la publication sera

- reconduite;
- supprimée;
- remplacée par une édition révisée; ou
- amendée.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION

HYDRAULIC TURBINES, STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES – MODEL ACCEPTANCE TESTS

FOREWORD

- 1) The IEC (International Electrotechnical Commission) is a worldwide organization for standardization comprising all national electrotechnical committees (IEC National Committees). The object of the IEC is to promote international co-operation on all questions concerning standardization in the electrical and electronic fields. To this end and in addition to other activities, the IEC publishes International Standards. Their preparation is entrusted to technical committees; any IEC National Committee interested in the subject dealt with may participate in this preparatory work. International, governmental and non-governmental organizations liaising with the IEC also participate in this preparation. The IEC collaborates closely with the International Organization for Standardization (ISO) in accordance with conditions determined by agreement between the two organizations.
- 2) The formal decisions or agreements of the IEC on technical matters express, as nearly as possible, an international consensus of opinion on the relevant subjects since each technical committee has representation from all interested National Committees.
- 3) The documents produced have the form of recommendations for international use and are published in the form of standards, technical reports or guides and they are accepted by the National Committees in that sense.
- 4) In order to promote international unification, IEC National Committees undertake to apply IEC International Standards transparently to the maximum extent possible in their national and regional standards. Any divergence between the IEC Standard and the corresponding national or regional standard shall be clearly indicated in the latter.
- 5) The IEC provides no marking procedure to indicate its approval and cannot be rendered responsible for any equipment declared to be in conformity with one of its standards.
- 6) Attention is drawn to the possibility that some of the elements of this International Standard may be the subject of patent rights. The IEC shall not be held responsible for identifying any or all such patent rights.

International Standard IEC 60193 has been prepared by IEC technical committee 4: Hydraulic turbines.

This second edition of IEC 60193 cancels and replaces the first edition of IEC 60193 published in 1965, its amendment 1 (1977), IEC 60193A (1972), as well as IEC 60497 (1976) and IEC 60995 (1991).

Clauses 1 to 3 of this standard cover the scopes dealt with in the above-mentioned publications. Additional information is given in clause 4.

The text of this standard is based on the following documents:

FDIS	Report on voting
4/157/FDIS	4/162/RVD

Full information on the voting for the approval of this standard can be found in the report on voting indicated in the above table.

Annexes B, F, G, K, L and M form an integral part of this standard.

Annexes A, C, D, E, H, J, N and P are for information only.

The committee has decided that this publication remains valid until 2004. At this date, in accordance with the committee's decision, the publication will be

- reconfirmed;
- withdrawn;
- replaced by a revised edition, or
- amended.

TURBINES HYDRAULIQUES, POMPES D'ACCUMULATION ET POMPES-TURBINES – ESSAIS DE RÉCEPTION SUR MODÈLE

1 Règles générales

1.1 Domaine d'application et objet

1.1.1 Domaine d'application

La présente Norme internationale est applicable aux modèles de laboratoire de tout type de turbine hydraulique à action ou à réaction, de pompe d'accumulation ou de pompe-turbine.

Elle s'applique aux modèles de machines prototypes ayant une puissance unitaire supérieure à 5 MW ou un diamètre de référence supérieur à 3 m. Bien que l'application intégrale des procédures prescrites ne soit généralement pas justifiée pour des machines de puissance et de dimension inférieures, la présente norme peut néanmoins être utilisée pour de telles machines après accord entre l'acheteur et le fournisseur.

Dans cette norme, le terme «turbine» inclut une pompe-turbine fonctionnant en turbine et le terme «pompe» inclut une pompe-turbine fonctionnant en pompe.

Cette norme exclut tous les sujets à caractère purement commercial, excepté ceux intimement liés à la bonne conduite des essais.

Cette norme ne concerne ni les détails de construction des machines, ni les propriétés mécaniques de leurs différentes parties pour autant que ces éléments n'affectent pas le fonctionnement du modèle ni la relation entre les performances du modèle et celles du prototype.

1.1.2 Objet

La présente Norme internationale régit les modalités des essais de réception sur modèle des turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines en vue de déterminer si les garanties contractuelles de performances hydrauliques principales (voir 1.4.2) sont respectées.

Elle fixe les règles qui gouvernent la conduite de ces essais et prescrit les mesures à prendre en cas de contestation d'une phase quelconque des essais.

Les objectifs principaux de la présente Norme internationale sont

- de définir les termes et les grandeurs utilisés;
- de prescrire les méthodes d'essai et les façons de mesurer les grandeurs permettant d'évaluer les performances hydrauliques du modèle;
- de prescrire les méthodes de calcul des résultats et de comparaison aux garanties;
- de déterminer si les garanties contractuelles qui sont du domaine de cette norme sont respectées;
- de définir l'étendue, le contenu et la présentation du rapport final.

Les garanties peuvent être données de l'une des façons suivantes:

- garanties reposant sur les performances hydrauliques du prototype, calculées à partir des résultats d'essai du modèle en tenant compte des effets d'échelle;
- garanties reposant sur les performances hydrauliques du modèle.

HYDRAULIC TURBINES, STORAGE PUMPS AND PUMP-TURBINES – MODEL ACCEPTANCE TESTS

1 General rules

1.1 Scope and object

1.1.1 Scope

This International Standard applies to laboratory models of any type of impulse or reaction hydraulic turbine, storage pump or pump-turbine.

This standard applies to models of prototype machines either with unit power greater than 5 MW or with reference diameter greater than 3 m. Full application of the procedures herein prescribed is not generally justified for machines with smaller power and size. Nevertheless, this standard may be used for such machines by agreement between purchaser and supplier.

In this standard, the term "turbine" includes a pump-turbine operating as a turbine and the term "pump" includes a pump-turbine operating as a pump.

This standard excludes all matters of purely commercial interest, except those inextricably bound up with the conduct of the tests.

This standard is concerned with neither the structural details of the machines nor the mechanical properties of their components, so long as these do not affect model performance or the relationship between model and prototype performances.

1.1.2 Object

This International Standard covers the arrangements for model acceptance tests to be performed on hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines to determine if the main hydraulic performance contract guarantees (see 1.4.2) have been satisfied.

It contains the rules governing test conduct and prescribes measures to be taken if any phase of the tests is disputed.

The main objectives of this standard are:

- to define the terms and quantities used;
- to specify methods of testing and of measuring the quantities involved, in order to ascertain the hydraulic performance of the model;
- to specify the methods of computation of results and of comparison with guarantees;
- to determine if the contract guarantees, which fall within the scope of this standard, have been fulfilled;
- to define the extent, content and structure of the final report.

The guarantees can be given in one of the following ways:

- guarantees for prototype hydraulic performance, computed from model test results considering scale effects;
- guarantees for model hydraulic performance.

Par ailleurs des données complémentaires de fonctionnement (voir 1.4.4) peuvent être nécessaires pour la conception ou l'exploitation de la machine hydraulique prototype. Contrairement aux prescriptions indiquées aux articles 1 à 3 relatives aux performances hydrauliques principales, les informations sur ces données complémentaires décrites à l'article 4 ne sont considérées que comme des recommandations ou des conseils à l'utilisateur (voir 4.1).

Il est particulièrement recommandé d'effectuer les essais de réception sur modèle lorsque les conditions pratiques dans lesquelles seraient faits des essais de réception sur le site (voir CEI 60041) ne permettraient pas de prouver le respect des garanties données pour le prototype.

La présente norme peut aussi s'appliquer aux essais sur modèle effectués à d'autres fins, par exemple des essais comparatifs ou des travaux de recherche et développement.

Lorsque des essais de réception sur modèle ont été réalisés, les essais sur place peuvent se réduire à des essais indiciels (voir CEI 60041, article 15).

S'il apparaît une contradiction entre cette norme et d'autres normes, les dispositions de la présente norme prévalent.

1.2 Références normatives

Les documents normatifs suivants contiennent des dispositions qui, par suite de la référence qui y est faite, constituent des dispositions valables pour la présente Norme internationale. Au moment de la publication, les éditions indiquées étaient en vigueur. Tout document normatif est sujet à révision et les parties prenantes aux accords fondés sur la présente Norme internationale sont invitées à rechercher la possibilité d'appliquer l'édition la plus récente des documents normatifs indiqués ci-après. Les membres de la CEI et de l'ISO possèdent le registre des Normes internationales en vigueur.

CEI 60041:1991, *Essais de réception sur place des turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines, en vue de la détermination de leurs performances hydrauliques*

CEI 60609:1978, *Evaluation de l'érosion de cavitation dans les turbines, les pompes d'accumulation et les pompes-turbines hydrauliques*

CEI 60609-2:1997, *Evaluation de l'érosion de cavitation dans les turbines, les pompes d'accumulation et les pompes-turbines hydrauliques – Partie 2: Evaluation dans les turbines Pelton*

CEI 60994:1991, *Guide pour la mesure in situ des vibrations et fluctuations sur machines hydrauliques (turbines, pompes d'accumulation et pompes turbines)*

CEI 61364:1999, *Nomenclature des machines hydrauliques*

CEI 61366 (toutes les parties), *Turbines hydrauliques, pompes d'accumulation et pompes-turbines – Documents d'appel d'offres*

ISO 31-3:1992, *Grandeurs et unités – Partie 3: Mécanique*

ISO 31-12:1992, *Grandeurs et unités – Partie 12: Nombres caractéristiques*

ISO 468:1982, *Rugosité de surface – Paramètres, leurs valeurs et les règles générales de la détermination des spécifications*

ISO 1438-1:1980, *Mesure de débit de l'eau dans les canaux découverts au moyen de déversoirs et de canaux Venturi – Partie 1: Déversoirs en mince paroi*

Moreover additional performance data (see 1.4.4) can be needed for the design or the operation of the prototype of the hydraulic machine. Contrary to the requirements of clauses 1 to 3 related to main hydraulic performance the information of these additional data given in clause 4 is considered only as recommendation or guidance to the user (see 4.1).

It is particularly recommended that model acceptance tests be performed if the expected field conditions for acceptance tests (see IEC 60041) would not allow the verification of guarantees given for the prototype machine.

This standard may also be applied to model tests for other purposes, i.e. comparative tests and research and development work.

If model acceptance tests have been performed, field tests can be limited to index tests (see IEC 60041, clause 15).

If a contradiction is found between this standard and any other standard, this standard shall prevail.

1.2 Normative references

The following normative documents contain provisions which, through reference in this text, constitute provisions of this International Standard. At the time of publication, the editions indicated were valid. All normative documents are subject to revision, and parties to agreements based on this International Standard are encouraged to investigate the possibility of applying the most recent editions of the normative documents indicated below. Members of IEC and ISO maintain registers of currently valid International Standards.

IEC 60041:1991, *Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines*

IEC 60609:1978, *Cavitation pitting evaluation in hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines*

IEC 60609-2:1997, *Cavitation pitting evaluation in hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Part 2: Evaluation in Pelton turbines*

IEC 60994:1991, *Guide for field measurement of vibrations and pulsations in hydraulic machines (turbines, storage pumps and pump-turbines)*

IEC 61364:1999, *Nomenclature of hydraulic machinery*

IEC 61366 (all parts), *Hydraulic turbines storage pumps and pump-turbines – Tendering documents*

ISO 31-3:1992, *Quantities and units – Part 3: Mechanics*

ISO 31-12:1992, *Quantities and units – Part 12: Characteristic numbers*

ISO 468:1982, *Surface roughness – Parameters, their values and general rules for specifying requirements*

ISO 1438-1:1980, *Water flow measurement in open channels using weirs and Venturi flumes – Part 1: Thin-plate weirs*

ISO 2186:1973, *Débit des fluides dans les conduites fermées – Liaisons pour la transmission du signal de pression entre les éléments primaires et secondaires*

ISO 2533:1975, *Atmosphère-type*
Additif 1: 1985

ISO 4006:1991, *Mesure de débit des fluides dans les conduites fermées – Vocabulaire et symboles*

ISO 4185:1980, *Mesure de débit des liquides dans les conduites fermées – Méthode par pesée*

ISO 4373:1995, *Mesure de débit des liquides dans les chenaux – Appareils de mesure du niveau de l'eau*

ISO 5167-1:1991, *Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes – Partie 1: Diaphragmes, tuyères et tubes de Venturi insérés dans des conduites en charge de section circulaire*

ISO 5168:1978, *Mesure de débit des fluides – Calcul de l'erreur limite sur une mesure de débit*

ISO 6817:1992, *Mesure de débit d'un fluide conducteur dans les conduites fermées – Méthode par débitmètres électromagnétiques*

ISO 7066-1:1997, *Evaluation de l'incertitude dans l'étalonnage et l'utilisation des appareils de mesure du débit – Partie 1: Relations d'étalonnage linéaires*

ISO 7066-2:1988, *Evaluation de l'incertitude dans l'étalonnage et l'utilisation des appareils de mesure du débit – Partie 2: Relations d'étalonnage non linéaires*

ISO 8316:1987, *Mesure de débit des liquides dans les conduites fermées – Méthode par jaugeage d'un réservoir volumétrique*

ISO 9104:1991, *Mesure de débit des fluides dans les conduites fermées – Méthodes d'évaluation de la performance des débitmètres électromagnétiques utilisés pour les liquides*

VIM:1993, *Vocabulaire international des termes fondamentaux et généraux de métrologie (BIPM-CEI-ISO-OIML)*

1.3 Terminologie, définitions, symboles et unités

1.3.1 Généralités

Pour les besoins de la présente Norme internationale, les termes d'usage général, leurs définitions, symboles et unités suivants s'appliquent. Les termes plus particuliers sont définis là où ils apparaissent.

Tout terme, définition ou unité de mesure qui ferait l'objet de contestation doit être précisé par écrit avant les essais, d'un commun accord entre les parties contractantes.

1.3.1.1 point

Un *point* est établi par une ou plusieurs séries consécutives de relevés et/ou d'enregistrements dans des conditions de fonctionnement et avec des ouvertures inchangées, de manière à pouvoir calculer les performances de la machine dans ces conditions de fonctionnement et avec ces ouvertures.

1.3.1.2 essai

un *essai* comprend un ensemble de points et de résultats qui permet d'établir les performances de la machine dans tout le domaine de fonctionnement spécifié

ISO 2186:1973, *Fluid flow in closed conduits – Connections for pressure signal transmissions between primary and secondary elements*

ISO 2533:1975, *Standard atmosphere*
Addendum 1: 1985

ISO 4006:1991, *Measurement of fluid flow in closed conduits – Vocabulary and symbols*

ISO 4185:1980, *Measurement of liquid flow in closed conduits – Weighing method*

ISO 4373:1995, *Measurement of liquid flow in open channels – Water level measuring devices*

ISO 5167-1:1991, *Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices – Part 1: Orifice plates, nozzles and Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full*

ISO 5168:1978, *Measurement of fluid flow – Estimation of uncertainty of a flow-rate measurement*

ISO 6817:1992, *Measurement of conductive liquid flow in closed conduits – Method using electromagnetic flowmeters*

ISO 7066-1:1997, *Assessment of uncertainty in the calibration and use of flow measurement devices – Part 1: Linear calibration relationship*

ISO 7066-2:1988, *Assessment of uncertainty in the calibration and use of flow measurement devices – Part 2: Non-linear calibration relationships*

ISO 8316: 1987, *Measurement of liquid flow in closed conduits – Method by collection of the liquid in a volumetric tank*

ISO 9104:1991, *Measurement of fluid flow in closed conduits – Methods of evaluating the performance of electromagnetic flow-meters for liquids*

VIM:1993, *International vocabulary of basic and general terms in metrology (BIPM-IEC-ISO-OIML)*

1.3 Terms, definitions, symbols and units

1.3.1 General

For the purpose of this International Standard the following common terms, definitions, symbols and units apply. Specialized terms are explained where they appear.

Clarification of any term, definition or unit of measure in question shall be agreed to in writing by the contracting parties in advance of the test.

1.3.1.1 point

A *point* is established by one or more consecutive sets of readings and/or recordings at unchanged operating condition and settings, sufficient to calculate the performance of the machine at this operating condition and these settings

1.3.1.2 test

a *test* comprises a collection of points and results adequate to establish the performance of the machine over a specified range of operating conditions

1.3.1.3 performances hydrauliques

toutes les grandeurs caractérisant le fonctionnement de la machine par suite des effets hydrodynamiques

1.3.1.4 performances hydrauliques principales

sous-ensemble des performances hydrauliques, à savoir la puissance, le débit et/ou l'énergie hydraulique massique, le rendement, la vitesse d'emballlement stabilisé et/ou le débit d'emballlement stabilisé. L'influence de la cavitation doit être prise en compte.

1.3.1.5 données complémentaires

autre sous-ensemble des performances hydrauliques qui peuvent être déterminées sur le modèle (voir 1.4.4) à titre informatif. Cependant, la prévision des données correspondantes pour le prototype est moins précise que pour les performances hydrauliques principales, car on applique des lois de similitude approchées.

1.3.1.6 garanties

performances spécifiées contractuellement acceptées

1.3.2 Unités

Le Système International d'Unités (SI, voir ISO 31-3) est utilisé tout au long de cette norme.

Tous les termes sont donnés en unités de base SI ou en unités cohérentes dérivées¹⁾. Les équations de base sont valables lorsqu'on utilise ces unités. Cela ne doit pas être perdu de vue lorsque, pour certaines grandeurs, on utilise des unités autres que les unités cohérentes S.I. (par exemple kilowatt au lieu de watt pour une puissance, kilopascal ou bar au lieu de pascal pour une pression, min⁻¹ au lieu de s⁻¹ pour une vitesse de rotation, etc.). Les températures absolues en kelvins étant rarement nécessaires, on peut donner les températures en degrés Celsius.

Tout autre système d'unités peut être utilisé à la seule condition que les parties contractantes en aient ainsi convenu par écrit.

¹⁾ N = kg·m·s⁻² Pa = kg·m⁻¹·s⁻² J = kg·m²·s⁻² W = kg·m²·s⁻³

1.3.1.3 hydraulic performance

all performance parameters attributable to the machine due to hydrodynamic effects

1.3.1.4 main hydraulic performance data

a subset of the hydraulic performance parameters, i.e. power, discharge and/or specific hydraulic energy, efficiency, steady-state runaway speed and/or discharge. The influence of cavitation must be considered.

1.3.1.5 additional data

a subset of hydraulic performance data which can be determined for information on the model (see 1.4.4). However, the prediction of the corresponding prototype data is less accurate than that achievable for the main hydraulic performance data, due to application of approximate similarity rules.

1.3.1.6 guarantees

specified performance data contractually agreed to

1.3.2 Units

The international System of Units (SI, see ISO 31-3) has been used throughout this standard.

All terms are given in SI base units or derived coherent units¹⁾. The basic equations are valid using these units. This has to be taken into account if other than coherent SI units are used for certain data (e.g. kilowatt instead of watt for power, kilopascal or bar instead of pascal for pressure, min⁻¹ instead of s⁻¹ for rotational speed, etc.). Temperatures may be given in degrees Celsius since absolute temperatures (in kelvins) are rarely required.

Any other system of units may be used but only if agreed in writing by the contracting parties.

¹⁾ N = kg·m·s⁻² Pa = kg·m⁻¹·s⁻² J = kg·m²·s⁻² W = kg·m²·s⁻³

1.3.3 Liste des termes, définitions, symboles et unités

1.3.3.1 Indices et signes représentatifs

Paragraphe	Terme	Définition	Indice ou signe représentatif
1.3.3.1.1	Section de référence haute pression ¹⁾	Section côté haute pression de la machine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies (voir figure 1)	1
1.3.3.1.2	Section de référence basse pression ¹⁾	Section côté basse pression de la machine par rapport à laquelle les performances garanties sont définies (voir figure 1)	2
1.3.3.1.3	Sections de mesure haute pression	Dans la mesure du possible, ces sections devraient coïncider avec la section 1; sinon, les valeurs mesurées doivent être transposées à celle-ci (voir 3.5.2.1.3)	1', 1'' ..
1.3.3.1.4	Sections de mesure basse pression	Dans la mesure du possible, ces sections devraient coïncider avec la section 2; sinon, les valeurs mesurées doivent être transposées à celle-ci (voir 3.5.2.1.3)	2', 2'' ..
1.3.3.1.5	Spécifié	Indice désignant les valeurs de grandeurs telles que la vitesse de rotation, le débit, etc. pour lesquelles d'autres grandeurs sont garanties	sp
1.3.3.1.6	Maximal/minimal	Indices désignant la valeur maximale ou minimale d'une grandeur quelconque	max min
1.3.3.1.7	Limites	Valeurs définies contractuellement: – à ne pas dépasser – à atteindre	<u>////</u> □ ou <u>////</u>
1.3.3.1.8	Prototype	Indice désignant les valeurs relatives à la machine en vraie grandeur	P
1.3.3.1.9	Modèle	Indice désignant les valeurs relatives à la machine modèle	M
1.3.3.1.10	Modèle à nombre de Reynolds constant	Indice désignant les valeurs relatives à la machine modèle et rapportées à une valeur constante du nombre de Reynolds	M*
1.3.3.1.11	Référence	Indice désignant les valeurs relatives à des conditions de référence spécifiées	ref
1.3.3.1.12	Optimum	Indice désignant le point de meilleur rendement	opt
1.3.3.1.13	Ambiant	Indice se référant aux conditions atmosphériques environnantes	amb
1.3.3.1.14	Aménagement	Indice désignant les valeurs relatives aux conditions de fonctionnement du prototype sur le site	pl
1.3.3.1.15	Emballement	Indice se référant aux conditions de fonctionnement à l'emballement	R

1) Les termes «haute pression» et «basse pression» définissent les deux côtés de la machine quel que soit le sens de l'écoulement; ils ne dépendent donc pas du mode de fonctionnement de la machine.

1.3.3 List of terms, definitions, symbols and units

1.3.3.1 Subscripts and symbols

Subclause	Term	Definition	Subscript or symbol
1.3.3.1.1	High pressure ¹⁾ reference section	The high pressure section of the machine to which the performance guarantees refer (see figure 1)	1
1.3.3.1.2	Low pressure ¹⁾ reference section	The low pressure section of the machine to which the performance guarantees refer (see figure 1)	2
1.3.3.1.3	High pressure measuring sections	Whenever possible, these sections should coincide with section 1; otherwise the measured values must be adjusted to section 1 (see 3.5.2.1.3)	1', 1" ..
1.3.3.1.4	Low pressure measuring sections	Whenever possible, these sections should coincide with section 2; otherwise, the measured values must be adjusted to section 2 (see 3.5.2.1.3)	2', 2" ..
1.3.3.1.5	Specified	Subscript denoting values of quantities such as rotational speed, discharge etc. for which other quantities are guaranteed	sp
1.3.3.1.6	Maximum/minimum	Subscript denoting maximum or minimum values of any term	max min
1.3.3.1.7	Limits	Contractually defined values: – not to be exceeded – to be reached	$\overline{\quad}$ \square or $\overline{\quad}$
1.3.3.1.8	Prototype	Subscript denoting values related to the full size machine	P
1.3.3.1.9	Model	Subscript denoting values related to the model	M
1.3.3.1.10	Model at constant Reynolds number	Subscript denoting values related to a model and referred to a constant value of Reynolds number	M*
1.3.3.1.11	Reference	Subscript denoting values related to a specified reference condition	ref
1.3.3.1.12	Optimum	Subscript denoting the best efficiency point	opt
1.3.3.1.13	Ambient	Subscript referring to surrounding atmospheric conditions	amb
1.3.3.1.14	Plant	Subscript denoting values related to the operating conditions of the prototype in the plant	pl
1.3.3.1.15	Runaway	Subscript referring to runaway conditions	R
¹⁾ The terms "high pressure" and "low pressure" define the two sides of the machine irrespective of the flow direction and therefore are independent of the mode of operation of the machine.			

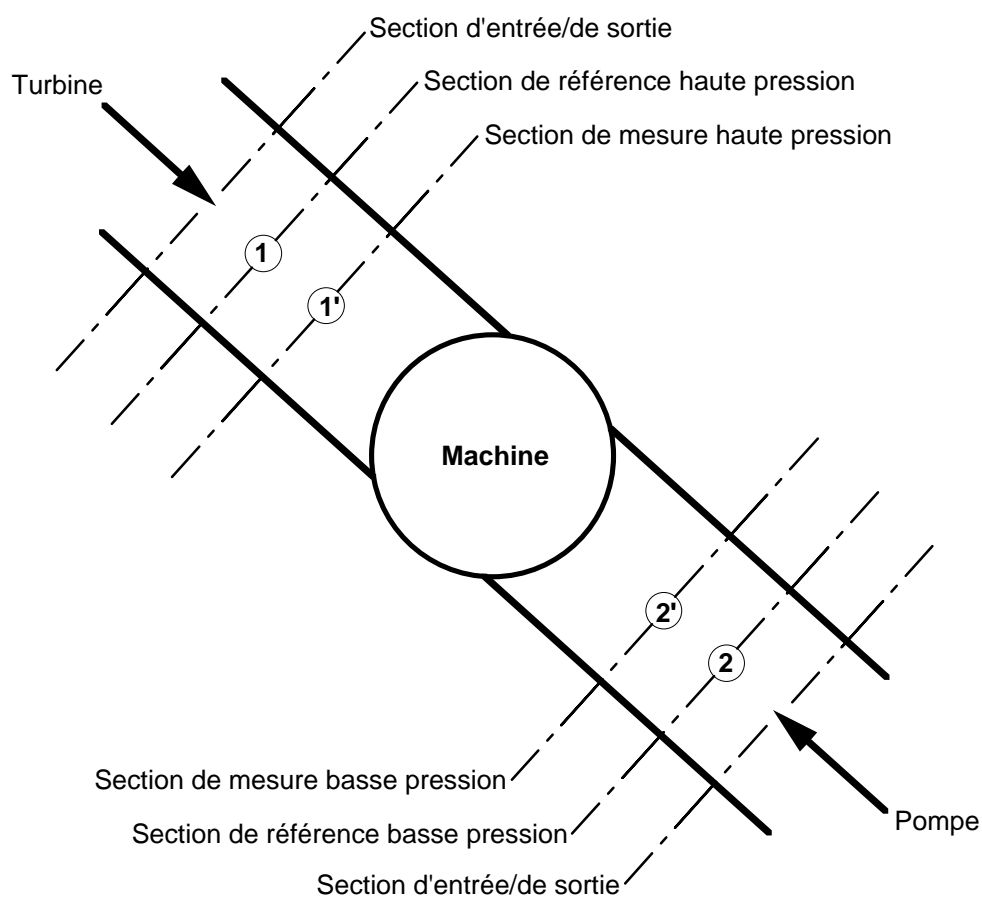
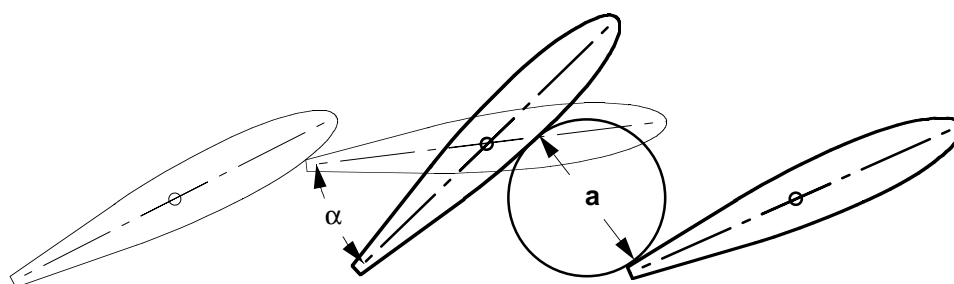


Figure 1 – Représentation schématique d'une machine hydraulique



Position fermée: $\alpha = 0^\circ$ ou $a = 0 \text{ mm}$

Figure 2 – Ouverture et angle du distributeur

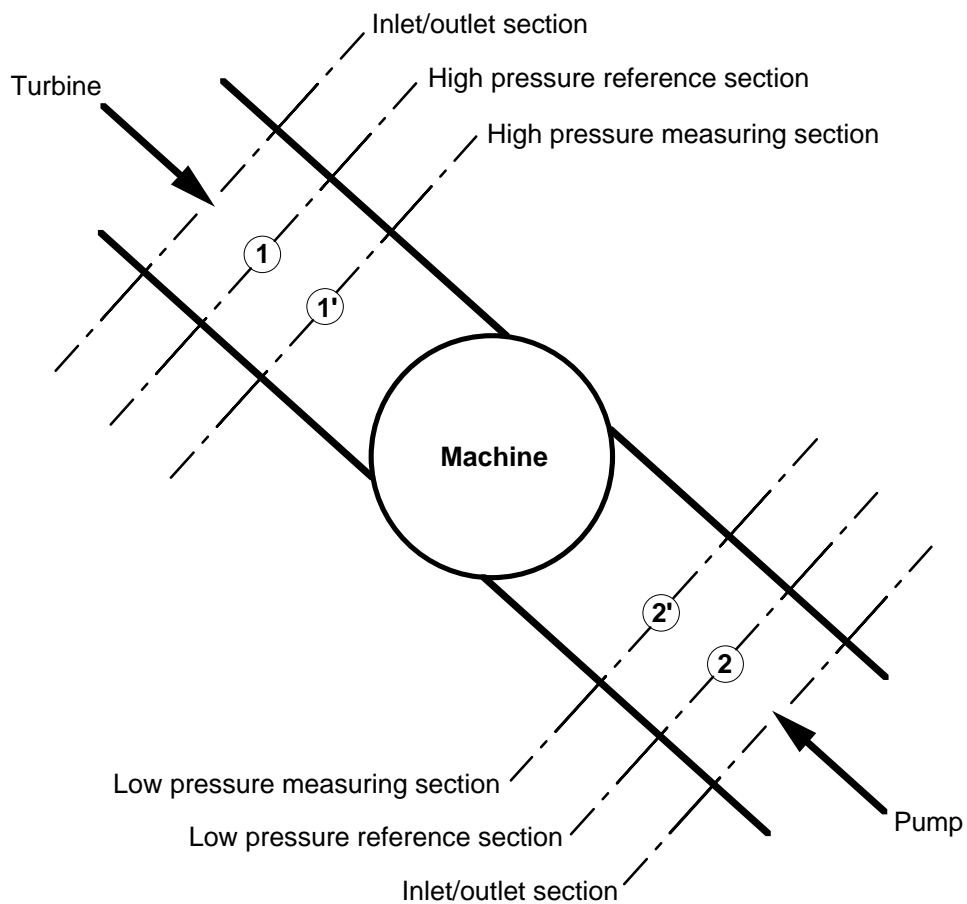
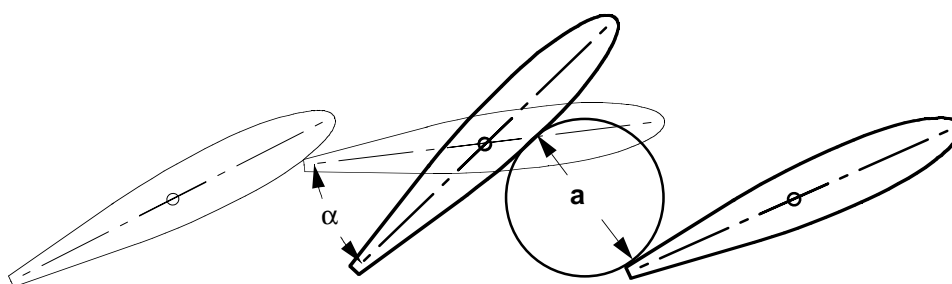


Figure 1– Schematic representation of a hydraulic machine



Closed position: $\alpha = 0^\circ$ or $a = 0$ mm

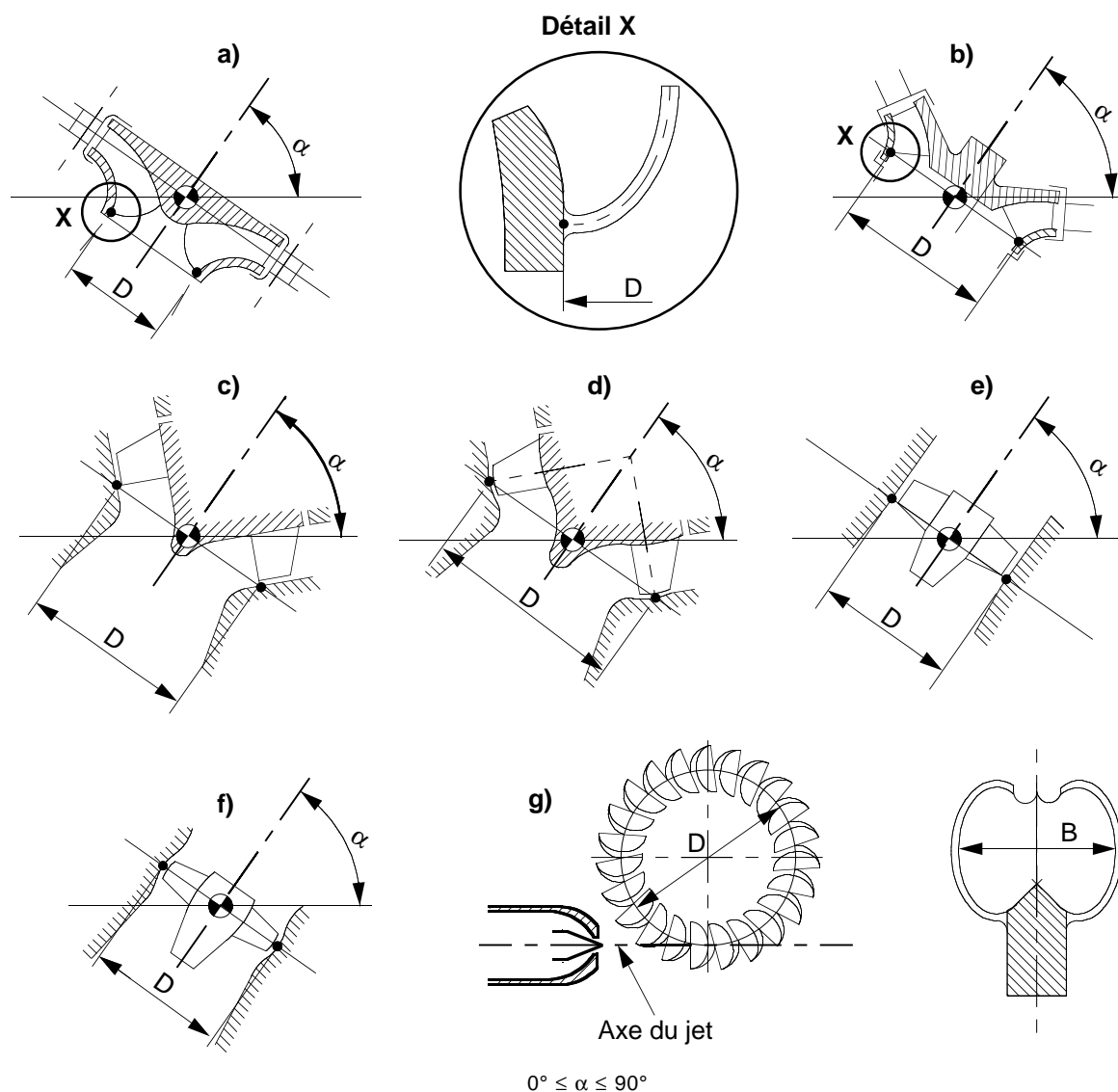
Figure 2 – Guide vane opening and angle

1.3.3.2 Termes géométriques

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.2.1	Aire	Aire nette d'une section transversale normale à la direction générale de l'écoulement	A	m ²
1.3.3.2.2	Ouverture du distributeur	Distance minimale moyenne entre aubes directrices adjacentes (dans une section spécifiée, si nécessaire) (voir figure 2)	a	m
1.3.3.2.3	Angle du distributeur	Angle moyen des aubes directrices mesuré à partir de la position fermée (voir figure 2)	α	°
1.3.3.2.4	Course de l'injecteur (turbine à action)	Course moyenne des pointeaux mesurée à partir de la position fermée	s	m
1.3.3.2.5	Inclinaison des pales de la roue	Inclinaison moyenne des pales de la roue mesurée à partir d'une position de référence	β	°
1.3.3.2.6	Diamètre de référence	Diamètre de référence de la machine hydraulique tel que défini sur la figure 3	D	m
1.3.3.2.7	Largeur de sortie / d'entrée de la roue	Plus courte distance moyenne entre deux aubes adjacentes de la roue (voir figures 14 et 15)	a_1, a_2	m
1.3.3.2.8	Largeur d'auget	Largeur intérieure maximale d'un auget de roue de turbine Pelton (voir figure 3)	B	m
1.3.3.2.9	Echelle de longueur	Rapport d'une longueur représentative du prototype à la longueur correspondante du modèle, normalement le diamètre de référence de la machine. Lorsqu'il est difficile de vérifier cette référence, une autre longueur significative peut être choisie	λ_L	-
1.3.3.2.10	Niveau	Cote d'un point du système par rapport au niveau de référence spécifié (habituellement le niveau moyen de la mer)	z	m

1.3.3.2 Geometric terms

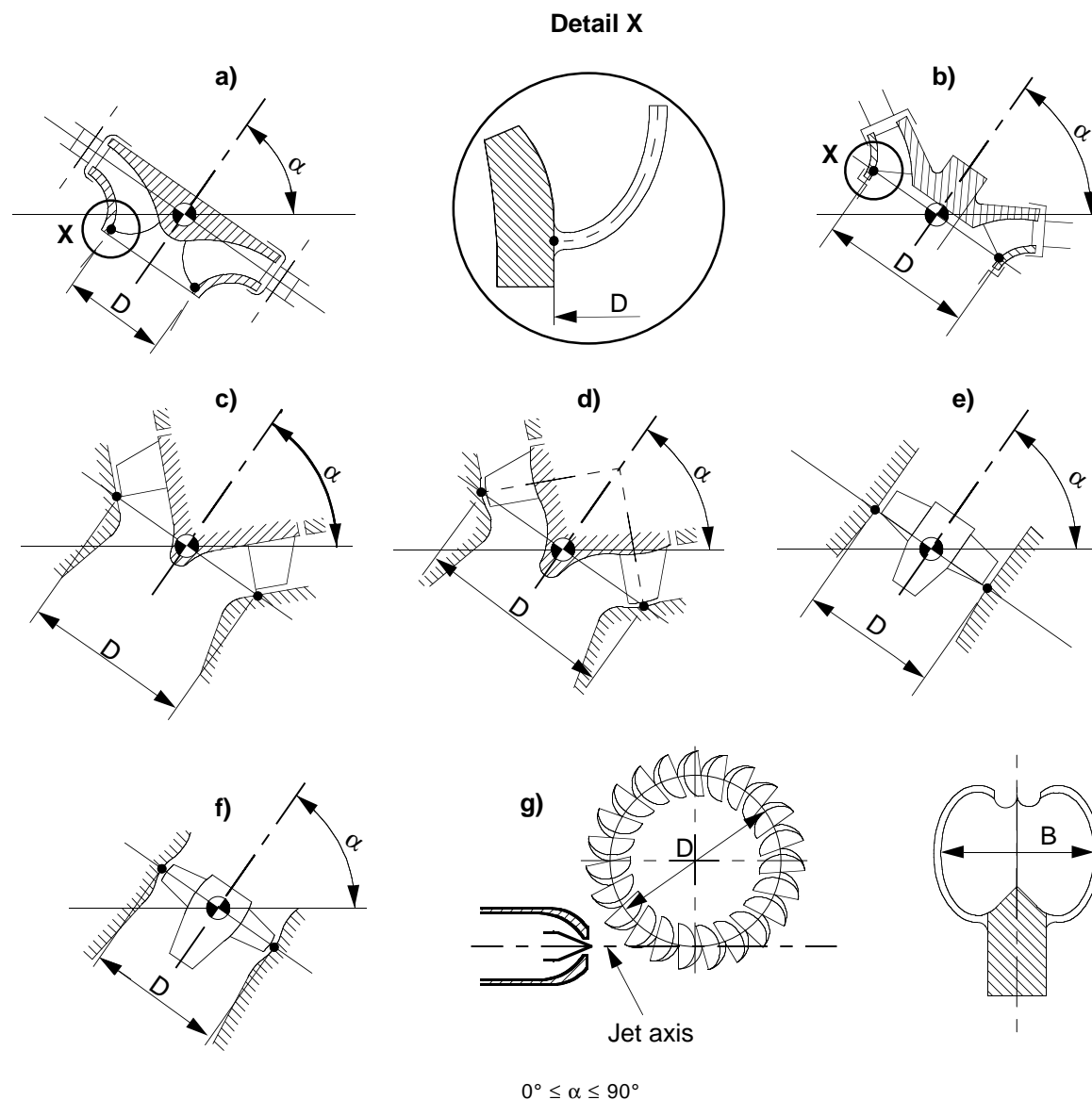
Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.2.1	Area	Net cross sectional area normal to general flow direction	A	m ²
1.3.3.2.2	Guide vane opening	Average shortest distance between adjacent guide vanes (at a specified section if necessary) (see figure 2)	a	m
1.3.3.2.3	Guide vane angle	Average vane angle measured from closed position (see figure 2)	α	°
1.3.3.2.4	Needle stroke (impulse turbine)	Average needle stroke measured from closed position	s	m
1.3.3.2.5	Runner/impeller blade angle	Average runner/impeller blade setting measured from a reference position	β	°
1.3.3.2.6	Reference diameter	Reference diameter of the hydraulic machine as given in figure 3	D	m
1.3.3.2.7	Runner outlet/impeller inlet width	Average shortest distance between two adjacent blades of runner/impeller (see figures 14 and 15)	a_1, a_2	m
1.3.3.2.8	Bucket width	Inside maximum width of runner bucket of a Pelton turbine (see figure 3)	B	m
1.3.3.2.9	Length scale ratio	The ratio of representative prototype to model lengths; in normal cases this is the reference diameter of the machine. In cases where it is difficult to verify this reference, then another significant length may be taken	λ_L	-
1.3.3.2.10	Level	Elevation of a point in the system above the specified reference datum (usually mean sea level)	z	m



- a) Machines radiales, telles que les turbines Francis, les pompes et pompes-turbines centrifuges; pour les machines multi-étagées, on considère l'étage basse pression.
- b) Machines diagonales à pales fixes avec ceinture de roue.
- c) Machines diagonales à pales fixes sans ceinture de roue.
- d) Machines diagonales à pales réglables.
- e) Machines axiales, telles que les turbines hélices, turbines tubulaires¹⁾, pompes et pompes-turbines axiales, à pales fixes.
- f) Machines axiales, telles que les turbines Kaplan, turbines tubulaires¹⁾, pompes et pompes-turbines axiales, à pales réglables.
- g) Turbines Pelton.

Figure 3 – Diamètre de référence et largeur d'auget

¹⁾ Le terme «turbines tubulaires» inclut les bulbes, les groupes puits, les groupes à générateur périphérique et les groupes en S.



- a) Radial machines, such as Francis turbines, radial (centrifugal) pumps and pump-turbines; for multistage machines: low-pressure stage.
- b) Diagonal (mixed-flow, semi-axial) machines with fixed runner/impeller blades and with runner/impeller band.
- c) Diagonal (mixed-flow, semi-axial) machines with fixed runner/impeller blades, without runner/impeller band.
- d) Diagonal (mixed-flow, semi-axial) machines with adjustable runner/impeller blades.
- e) Axial machines, such as propeller turbines, tubular turbines¹⁾, axial pumps and pump-turbines with fixed runner/impeller blades.
- f) Axial machines, such as Kaplan turbines, tubular turbines¹⁾, axial pumps and pump-turbines with adjustable runner/impeller blades.
- g) Pelton turbines.

Figure 3 – Reference diameter and bucket width

¹⁾ The term "tubular turbines" includes bulb, pit, rim generator and S-type units.

1.3.3.3 Grandeurs et propriétés physiques

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.3.1	Accélération due à la pesanteur	Valeur locale de l'accélération due à la pesanteur à l'endroit de l'essai (voir 2.5.2); les valeurs théoriques en fonction de l'altitude et de la latitude sont données à l'annexe B, tableau B.1.	g	m s ⁻²
1.3.3.3.2	Température	Température thermodynamique Température Celsius $\theta = \Theta - 273,15$	Θ θ	K °C
1.3.3.3.3	Masse volumique	Masse par unité de volume a) Masse volumique de l'eau On utilise communément ρ au lieu de ρ_w . Les valeurs pour l'eau distillée ρ_{wd} sont données en 2.5.3.1.3 et à l'annexe B, tableau B.2 b) Masse volumique de l'air Les valeurs pour l'air sont données en 2.5.4.1 et à l'annexe B, tableau B.5 c) Masse volumique du mercure Les valeurs pour le mercure sont données en 2.5.5 et à l'annexe B, tableau B.7	ρ ρ_w ρ_a ρ_{Hg}	kg m ⁻³ kg m ⁻³ kg m ⁻³ kg m ⁻³
1.3.3.3.4	Pression de vapeur (absolue)	Pression partielle absolue de la vapeur saturée dans un milieu où les phases liquide et gazeuse d'un corps sont en équilibre thermodynamique. La pression de vapeur ne dépend que de la température. Les valeurs pour l'eau distillée sont données en 2.5.3.4 et à l'annexe B, tableau B.4	p_{va}	Pa
1.3.3.3.5	Viscosité dynamique	Grandeur caractérisant le comportement mécanique d'un fluide (voir ISO 31-3)	μ	Pa s
1.3.3.3.6	Viscosité cinématique	Rapport de la viscosité dynamique à la masse volumique d'un fluide. Les valeurs pour l'eau distillée sont données en fonction de la température en 2.5.3.3 et à l'annexe B, tableau B.3	ν	m ² s ⁻¹
1.3.3.3.7	Tension superficielle	Grandeur caractérisant le comportement mécanique de l'interface entre deux fluides (voir ISO 31-3)	σ^*	J·m ⁻²

1.3.3.3 Physical quantities and properties

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.3.1	Acceleration due to gravity	Local value of gravitational acceleration at the place of testing (see 2.5.2); theoretical values as a function of altitude and latitude are given in annex B, table B.1	g	m s ⁻²
1.3.3.3.2	Temperature	Thermodynamic Celsius $\theta = \Theta - 273,15$	Θ θ	K °C
1.3.3.3.3	Density	Mass per unit volume a) Density of water ρ is commonly used instead of ρ_w . Values for distilled water ρ_{wd} are given in 2.5.3.1.3 and in annex B, table B.2 b) Density of air Values for air are given in 2.5.4.1 and in annex B, table B.5 c) Density of mercury Values for mercury are given in 2.5.5 and in annex B, table B.7	ρ ρ_w ρ_a ρ_{Hg}	kg m ⁻³ kg m ⁻³ kg m ⁻³ kg m ⁻³
1.3.3.3.4	Vapour pressure (absolute)	Absolute partial pressure of saturated vapour in a medium where liquid and gaseous phases of a body are in thermodynamic balance. The vapour pressure depends only on the temperature. Values for distilled water are given in 2.5.3.4 and in annex B, table B.4	p_{va}	Pa
1.3.3.3.5	Dynamic viscosity	A quantity characterizing the mechanical behaviour of a fluid (see ISO 31-3)	μ	Pa s
1.3.3.3.6	Kinematic viscosity	Ratio of the dynamic viscosity to the density of a fluid. Values for distilled water as a function of temperature are given in 2.5.3.3 and in annex B, table B.3	ν	m ² s ⁻¹
1.3.3.3.7	Surface tension	A quantity characterizing the mechanical behaviour of the interface between two fluids (see ISO 31-3)	σ^*	J·m ⁻²

1.3.3.4 Termes relatifs au débit, à la vitesse d'écoulement et à la vitesse de rotation

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.4.1	Débit (Débit-volume)	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section	Q	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.2	Débit-masse	Masse d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section. ρ et Q doivent être tous deux déterminés dans la même section et dans les conditions qui y règnent NOTE – Le débit-masse est invariable entre deux sections s'il n'existe entre celles-ci ni apport ni prélèvement d'eau	(ρQ)	kg s ⁻¹
1.3.3.4.3	Débit mesuré	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers une section de mesure, par exemple 1' (voir 1.3.3.1.3 et 1.3.3.1.4)	Q _{1'} ou Q _{2'}	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.4	Débit dans une section de référence	Volume d'eau s'écoulant par unité de temps à travers la section de référence 1 ou 2	Q ₁ ou Q ₂	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.5	Débit corrigé dans une section de référence	Volume d'eau transposé aux conditions ambiantes (voir 1.3.3.5.2) s'écoulant par unité de temps à travers une section de référence, par exemple $Q_{1c} = (\rho Q)_1 / \rho_{amb}$ Compte tenu des conditions habituelles d'un essai sur modèle, on peut admettre que $Q_{1c} = Q_1$	Q _{1c} ou Q _{2c}	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.6	Débit à la vitesse d'emballement stabilisé	Débit à la vitesse n_R (voir 1.3.3.4.12)	Q _R	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.7	Débit de marche à vide	Débit d'une turbine à puissance mécanique nulle à la vitesse spécifiée (habituellement la vitesse synchrone) et sous l'énergie hydraulique massique spécifiée	Q _o	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.8	Débit de fuite	Perte volumétrique, comme illustré sur la figure 6	q	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.9	Vitesse débitante	Rapport du débit-volume Q à l'aire A de la section de passage	v	m s ⁻¹
1.3.3.4.10	Vitesse périphérique	Vitesse périphérique au diamètre de référence (voir figure 3): $u = \pi D n$	u	m s ⁻¹
1.3.3.4.11	Vitesse de rotation	Nombre de tours de la machine par unité de temps	n	s ⁻¹
1.3.3.4.12	Vitesse d'emballement stabilisé	Vitesse de rotation en régime permanent à puissance mécanique nulle dans les conditions hydrauliques spécifiées et à l'ouverture spécifiée du distributeur, des pales ou de l'injecteur	n _R	s ⁻¹
1.3.3.4.13	Vitesse maximale d'emballement stabilisé	Valeur maximale de la vitesse d'emballement stabilisé dans les conditions hydrauliques spécifiées (pour le prototype, voir définition détaillée dans la CEI 60041)	n _{Rmax}	s ⁻¹

1.3.3.4 Discharge, velocity and speed terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.4.1	Discharge (volume flow rate)	Volume of water per unit time passing through any section in the system	Q	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.2	Mass flow rate	Mass of water flowing through any section of the system per unit time. Both ρ and Q shall be determined at the same section and at the conditions existing in that section NOTE – The mass flow rate is constant between two sections if no water is added or removed	(ρQ)	kg s ⁻¹
1.3.3.4.3	Measured discharge	Volume of water per unit time flowing through any measuring section, e.g. 1' (see 1.3.3.1.3 and 1.3.3.1.4)	Q _{1'} or Q _{2'}	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.4	Discharge at reference section	Volume of water per unit time flowing through the reference section 1 or 2	Q ₁ or Q ₂	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.5	Corrected discharge at reference section	Volume of water per unit time flowing through the reference section referred to the ambient condition (see 1.3.3.5.2), e.g. $Q_{1c} = (\rho Q)_1 / \rho_{amb}$ Given the normal conditions of a model test, Q _{1c} may be assumed equal to Q ₁	Q _{1c} or Q _{2c}	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.6	Discharge at steady-state runaway speed	Discharge at n_R (see 1.3.3.4.12)	Q _R	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.7	No-load turbine discharge	Turbine discharge at zero mechanical power at specified speed (usually synchronous) and specified specific hydraulic energy	Q ₀	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.8	Leakage flowrate	Volumetric loss as illustrated in figure 6	q	m ³ s ⁻¹
1.3.3.4.9	Mean velocity	Discharge Q divided by area A of the cross-section	v	m s ⁻¹
1.3.3.4.10	Peripheral velocity	Peripheral velocity at the reference diameter (see figure 3): $u = \pi D n$	u	m s ⁻¹
1.3.3.4.11	Rotational speed	Number of revolutions per unit time	n	s ⁻¹
1.3.3.4.12	Steady-state runaway speed	The steady-state rotational speed at zero mechanical power at specified hydraulic conditions and specified guide vane/blade/needle opening	n_R	s ⁻¹
1.3.3.4.13	Maximum steady-state runaway speed	The highest value of steady-state runaway speed at specified hydraulic conditions (for the prototype, see detailed definition in IEC 60041)	n_{Rmax}	s ⁻¹

1.3.3.5 Termes relatifs à la pression

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.5.1	Pression statique (absolue)	Pression statique d'un fluide mesurée par rapport au vide absolu	p_{abs}	Pa
1.3.3.5.2	Pression ambiante	Pression absolue de l'air ambiant (voir 2.5.4.2). Les valeurs pour l'atmosphère-type sont données en fonction de l'altitude au tableau B.6	p_{amb}	Pa
1.3.3.5.3	Pression effective ¹⁾	Différence entre la pression statique absolue d'un fluide au niveau de référence de l'appareil de mesure de la pression et la pression ambiante au lieu et à l'instant du mesurage: $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Pa

1.3.3.6 Termes relatifs à l'énergie massique

L'unité de masse (kg) étant l'une des unités de base du Système International, c'est l'énergie par unité de masse, appelée «énergie massique», qui est utilisée dans la présente norme comme grandeur fondamentale, et non l'énergie par unité locale de poids, c'est-à-dire la hauteur; celle-ci était seule utilisée dans les publications précédentes.

Cette dernière grandeur (hauteur) présente l'inconvénient que le poids est une force qui dépend de la valeur locale de l'accélération due à la pesanteur g , laquelle varie principalement avec la latitude et aussi avec l'altitude. On continuera cependant à employer le terme «hauteur» en raison de son usage très général. On trouvera donc ci-après deux listes de termes relatifs à l'énergie, l'une dans le présent paragraphe sous forme d'énergie massique et l'autre en 1.3.3.7 sous forme de hauteur. Les termes correspondants ne diffèrent que par le facteur g , valeur locale de l'accélération due à la pesanteur.

¹⁾ Bien que le terme «pression relative» ait été couramment utilisé dans le passé, son emploi dans ce sens est à déconseiller.

1.3.3.5 Pressure terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.5.1	Absolute pressure	The static pressure of a fluid measured with reference to a perfect vacuum	p_{abs}	Pa
1.3.3.5.2	Ambient pressure	The absolute pressure of the ambient air (see 2.5.4.2). Values for standard atmosphere are given as a function of elevation in annex B, table B.6	p_{amb}	Pa
1.3.3.5.3	Gauge pressure	The difference between the absolute static pressure of a fluid at the reference level of the pressure measuring instrument and the ambient pressure at the place and time of measurement, $p = p_{abs} - p_{amb}$	p	Pa

1.3.3.6 Specific energy terms

In the International System of Units, mass (kg) is one of the base quantities. The energy per unit mass, known as specific energy, is used in this standard as a primary term instead of the energy per local unit weight which is called head, and was exclusively used in previous publications.

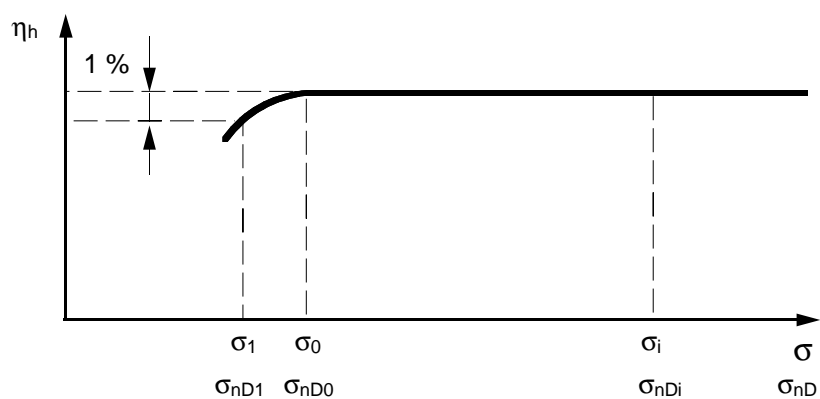
The latter term (head) has the disadvantage that weight is a force which depends on the local value of acceleration due to gravity g , which changes mainly with latitude but also with altitude. Nevertheless, the term "head" will still remain in use because it is very common. Therefore, both related energy terms are listed, the specific energy terms in this subclause and head terms in 1.3.3.7. They differ only by the factor g , which is the local value of acceleration due to gravity.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.6.1	Energie massique	Energie de l'eau par unité de masse dans une section quelconque	e	J kg ⁻¹
1.3.3.6.2	Energie hydraulique massique de la machine	<p>Energie massique de l'eau disponible entre les sections de référence haute et basse pression de la machine en tenant compte de l'influence de la compressibilité ^{1) 2)} .</p> $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2)g$ <p>avec $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ et en admettant $g = g_1 = g_2$</p> <p>Les valeurs de ρ_1 et ρ_2 peuvent être calculées à partir de p_{abs1} et p_{abs2} respectivement en tenant compte de θ_1 ou θ_2 dans les deux cas, car la différence de ces températures n'a qu'une influence négligeable sur ρ</p>	E	J kg ⁻¹
1.3.3.6.3	Energie hydraulique massique d'une pompe à débit nul	Energie hydraulique massique d'une pompe pour une vitesse de rotation spécifiée et des ouvertures spécifiées du distributeur et des pales de la roue lorsque la vanne côté haute pression est fermée	E _o	J kg ⁻¹
1.3.3.6.4	Energie potentielle massique d'aspiration de la machine	<p>Energie potentielle massique à la section 2 correspondant à la différence entre le niveau de référence de la machine (voir 1.3.3.7.6) et le niveau piézométrique dans la section 2</p> $E_s = g(z_r - z_2') = g(z_r - z_2) - \frac{p_{abs2} - p_{amb}}{\rho_2}$ <p>(voir figure 45)</p>	E _s	J kg ⁻¹
1.3.3.6.5	Energie massique nette à l'aspiration	<p>Energie massique absolue à la section de référence basse pression, rapportée au niveau de référence de la machine et diminuée de l'énergie massique correspondant à la pression de vapeur p_{va} ³⁾ (voir figure 45)</p> $NPSE = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2)$ $= -E_s + \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2}$	NPSE	J kg ⁻¹
<p>¹⁾ Le paragraphe 3.5 illustre quelques cas usuels d'application de la formule de base définissant l'énergie hydraulique massique.</p> <p>²⁾ Voir l'annexe C pour la façon d'établir E.</p> <p>³⁾ Voir 1.3.3.3.4.</p>				

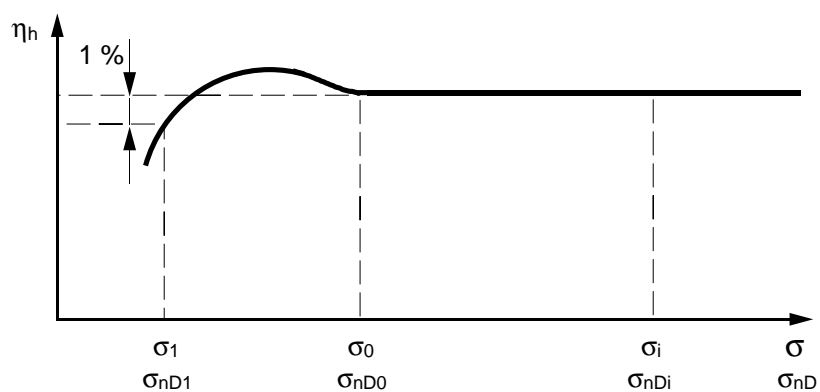
Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.6.1	Specific energy	The energy per unit mass of water at any section	e	J kg ⁻¹
1.3.3.6.2	Specific hydraulic energy of machine	<p>Specific energy of water available between the high and low pressure reference sections 1 and 2 of the machine, taking into account the influence of compressibility ^{1) 2)}</p> $E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + (z_1 - z_2)g$ <p>with $\bar{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ and assuming $g = g_1 = g_2$</p> <p>The value of ρ_1 and ρ_2 can be calculated from p_{abs1} and p_{abs2} respectively, taking into account θ_1 or θ_2 for both values, given the negligible influence of the difference of the temperature on ρ</p>	E	J kg ⁻¹
1.3.3.6.3	Zero-discharge (shut-off) specific hydraulic energy of the pump	Pump specific energy at specified speed and specified guide vane and impeller blade settings with high pressure side shut off	E _o	J kg ⁻¹
1.3.3.6.4	Suction specific potential energy of the machine	<p>Specific potential energy at section 2 corresponding to the difference between the reference level of the machine (see 1.3.3.7.6) and the piezometric level at section 2</p> $E_s = g(z_r - z_{2'}) = g(z_r - z_2) - \frac{p_{abs2} - p_{amb}}{\rho_2}$ <p>(see figure 45)</p>	E _s	J kg ⁻¹
1.3.3.6.5	Net positive suction specific energy	<p>Absolute specific energy at section 2 minus the specific energy due to the vapour pressure p_{va} ³⁾ referred to the reference level of the machine (see figure 45)</p> $NPSE = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g(z_r - z_2)$ $= -E_s + \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2}$	NPSE	J kg ⁻¹
<p>¹⁾ Subclause 3.5 illustrates some common cases of application of the basic formula for the specific hydraulic energy.</p> <p>²⁾ For derivation of E, see annex C.</p> <p>³⁾ See 1.3.3.3.4.</p>				

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.6.6	Nombre de Thoma	Terme sans dimension caractérisant les conditions de cavitation dans lesquelles la machine fonctionne. Il s'exprime en tant que rapport de l'énergie massique nette à l'aspiration NPSE à l'énergie hydraulique massique E (voir 1.3.3.12.9)	σ	-
1.3.3.6.7	Coefficient de cavitation	Terme sans dimension caractérisant les conditions de cavitation dans lesquelles la machine fonctionne. Il s'exprime en tant que rapport de l'énergie massique nette à l'aspiration NPSE à $n^2 D^2$ (voir 1.3.3.12.10)	σ_{nD}	-
1.3.3.6.8	Nombre de Thoma zéro ¹⁾	Plus petite valeur du nombre de Thoma pour laquelle une grandeur de fonctionnement déterminée (généralement le rendement) reste inchangée comparée à sa valeur à nombre de Thoma élevé. Dans certains cas, la forme de la courbe de cavitation $\eta_h(\sigma)$ est telle que le nombre de Thoma zéro est difficile à définir (voir figure 4)	σ_0	-
1.3.3.6.9	Nombre de Thoma un ¹⁾	Valeur du nombre de Thoma pour laquelle on observe une chute de rendement d'un point de pourcentage par rapport au rendement à nombre de Thoma zéro. Dans certains cas, la forme de la courbe de cavitation est telle que le nombre de Thoma un est difficile à définir (voir figure 4)	σ_1	-
1.3.3.6.10	Nombre de Thoma défini ¹⁾	Valeur du nombre de Thoma associée à une manifestation définie de la cavitation, par exemple une baisse spécifiée de performance	σ_d	-
1.3.3.6.11	Nombre de Thoma d'apparition ¹⁾	Valeur du nombre de Thoma associée à l'apparition d'une cavitation visible à la roue, habituellement repérée par observation	σ_i	-
1.3.3.6.12	Nombre de Thoma d'installation	Valeur du nombre de Thoma dans les conditions de fonctionnement du prototype (voir annexe M)	σ_{pl}	-
1.3.3.6.13	Perte d'énergie hydraulique massique	Energie hydraulique massique dissipée entre deux sections quelconques	E_L	$J\ kg^{-1}$
¹⁾ Une définition similaire peut être donnée pour le coefficient de cavitation (voir figure 4).				

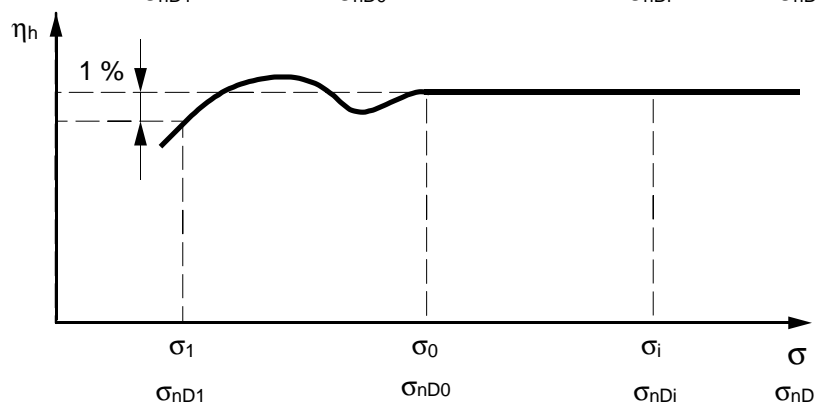
Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.6.6	Thoma number	Dimensionless term indicating the conditions of cavitation under which the machine operates. It is expressed as the ratio of net positive suction specific energy NPSE to a specific hydraulic energy E (see 1.3.3.12.9)	σ	-
1.3.3.6.7	Cavitation coefficient	Dimensionless term indicating the conditions of cavitation under which the machine operates. It is expressed as the ratio of net positive suction specific energy NPSE to $n^2 D^2$ (see 1.3.3.12.10)	σ_{nD}	-
1.3.3.6.8	Thoma number zero ¹⁾	The lowest value of the Thoma number for which a chosen performance parameter (usually efficiency) remains unchanged as compared to its values at high Thoma number. In some cases, the shape of the cavitation curve $\eta_h(\sigma)$ is such that the Thoma number zero is difficult to define (see figure 4)	σ_o	-
1.3.3.6.9	Thoma number one ¹⁾	The value of the Thoma number for which a drop of one percentage point in efficiency is obtained compared with the efficiency at Thoma number zero. In some cases, the shape of the cavitation curve is such that the Thoma number one is difficult to define (see figure 4)	σ_1	-
1.3.3.6.10	Defined Thoma number ¹⁾	The value of the Thoma number associated with a defined onset of cavitation, e.g. a specified performance loss	σ_d	-
1.3.3.6.11	Incipient Thoma number ¹⁾	The value of the Thoma number associated with the beginning of visible runner/impeller cavitation usually detected by observation	σ_i	-
1.3.3.6.12	Plant Thoma number	The value of the Thoma number at the operating conditions of the prototype (see annex M)	σ_{pl}	-
1.3.3.6.13	Specific hydraulic energy loss	The specific hydraulic energy dissipated between any two sections	E_L	J kg ⁻¹
1) A similar definition can be given for cavitation coefficient (see figure 4).				



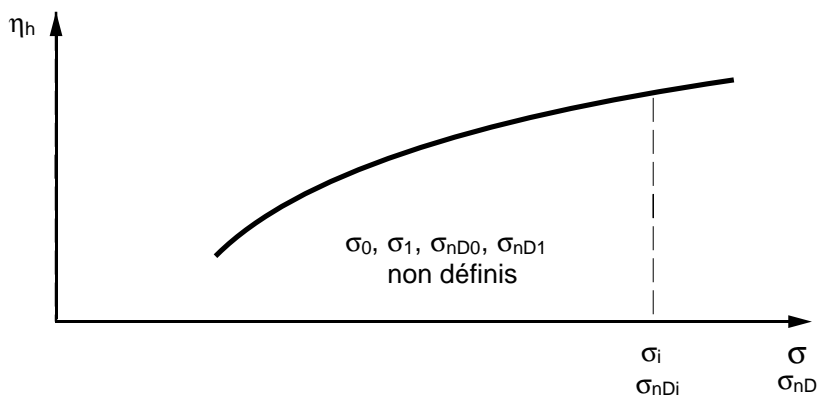
a)



b)

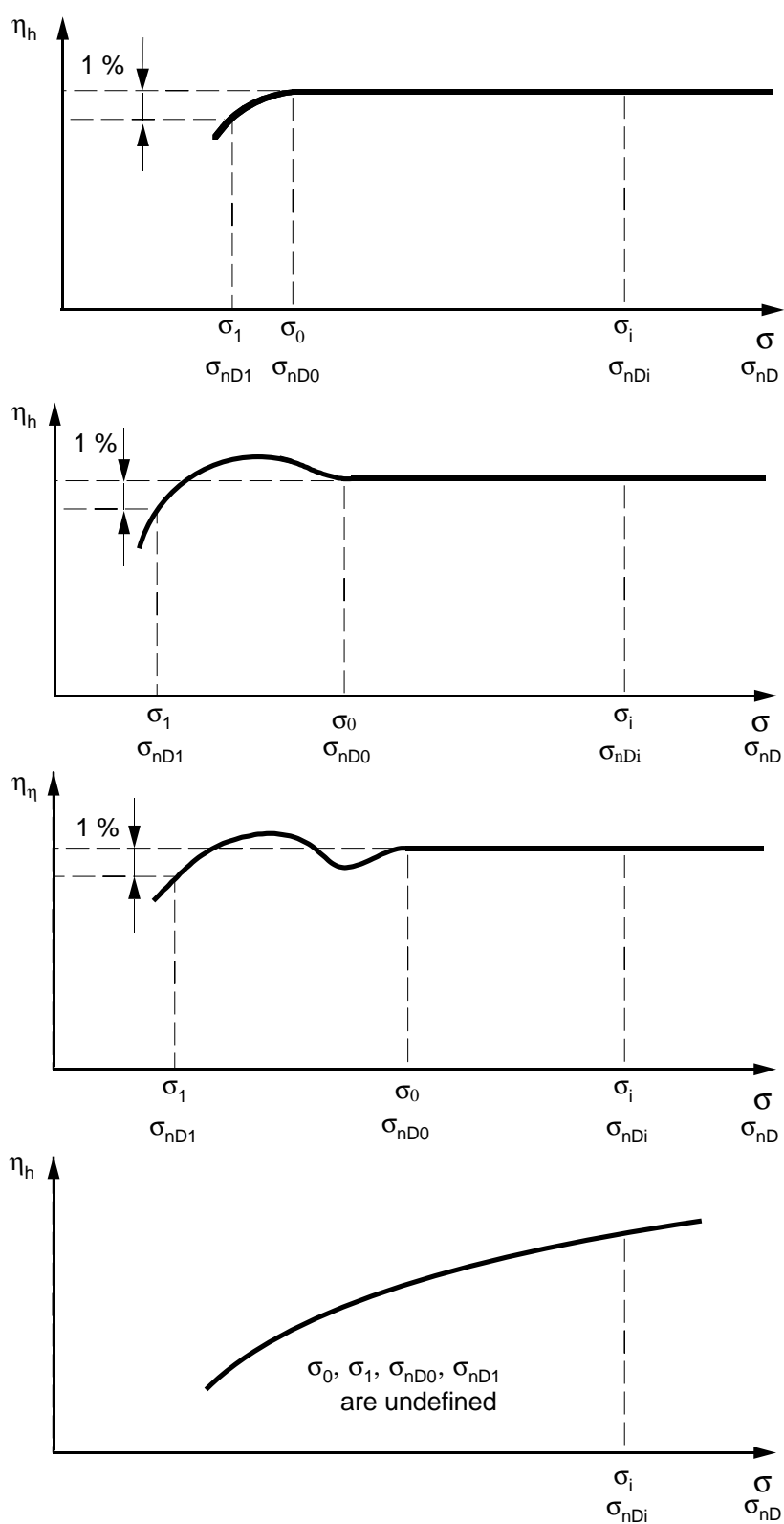


c)



d)

Figure 4 – Définition de σ_0 et σ_1

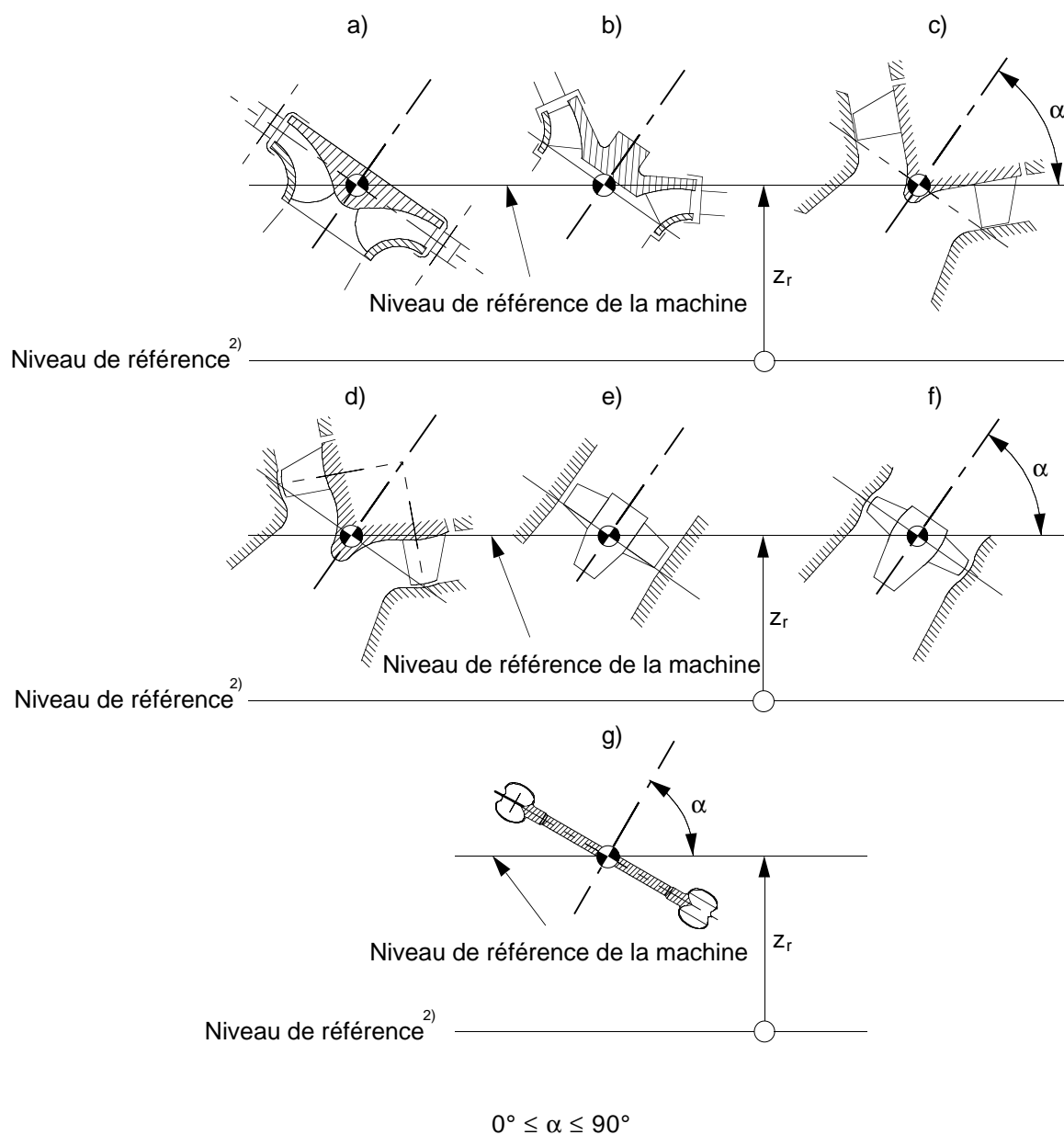
Figure 4 – Definition of σ_0 and σ_1

1.3.3.7 Termes relatifs à la hauteur géométrique et à la hauteur de charge

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.7.1	Hauteur de charge	Energie par unité de poids de l'eau dans une section quelconque $h = e/g$ Pour la définition de e , voir 1.3.3.6.1	h	m
1.3.3.7.2	Hauteur de chute nette (d'une turbine) ou hauteur nette de refoulement (d'une pompe)	$H = E/g$ Pour la définition de E , voir 1.3.3.6.2	H	m
1.3.3.7.3	Hauteur à débit nul d'une pompe	$H_o = E_o/g$ Pour la définition de E_o , voir 1.3.3.6.3	H_o	m
1.3.3.7.4	Hauteur géométrique d'aspiration	$Z_s = E_s/g$ Pour la définition de E_s , voir 1.3.3.6.4	Z_s	m
1.3.3.7.5	Hauteur de charge nette absolue à l'aspiration	$NPSH = NPSE/g$ Pour la définition de $NPSE$, voir 1.3.3.6.5	$NPSH$	m
1.3.3.7.6	Niveau de référence de la machine	Altitude du point de la machine pris comme référence pour le calage de la machine, tel que défini par la figure 5	z_r	m
1.3.3.7.7	Niveau de référence de cavitation	Altitude d'un point de la machine pris comme référence pour évaluer la cavitation lors des essais sur modèle (voir 2.3.1.5.1).	z_c	m
1.3.3.7.8	Niveau de référence de l'appareil de mesure de la pression	Altitude d'un appareil de mesure de pression (voir figure 38)	z_M	m

1.3.3.7 Height and head terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.7.1	Head	Energy per local unit weight of water at any section $h = e/g$ For the definition of e , see 1.3.3.6.1	h	m
1.3.3.7.2	Turbine or pump head	$H = E/g$ For the definition of E , see 1.3.3.6.2	H	m
1.3.3.7.3	Zero discharge (shut-off) head of pump	$H_o = E_o / g$ For the definition of E_o , see 1.3.3.6.3	H_o	m
1.3.3.7.4	Suction height	$Z_s = E_s / g$ For the definition of E_s , see 1.3.3.6.4	Z_s	m
1.3.3.7.5	Net positive suction head	$NPSH = NPSE/g$ For the definition of $NPSE$, see 1.3.3.6.5	NPSH	m
1.3.3.7.6	Reference level of the machine	Elevation of a point of the machine taken as reference for the setting of the machine (see figure 5)	z_r	m
1.3.3.7.7	Cavitation reference level	Elevation of a point of the machine taken as reference for cavitation evaluation during model tests (see 2.3.1.5.1)	z_c	m
1.3.3.7.8	Reference level of the pressure measuring instrument	Elevation of a pressure measuring device (see figure 38)	z_M	m



a) Machines radiales, telles que les turbines Francis, les pompes et pompes-turbines centrifuges; pour les machines multi-étagées, on considère l'étage basse pression.

b) Machines diagonales à pales fixes avec ceinture de roue.

c) Machines diagonales à pales fixes sans ceinture de roue.

d) Machines diagonales à pales réglables.

e) Machines axiales, telles que les turbines hélices, turbines tubulaires¹⁾, pompes et pompes-turbines axiales, à pales fixes.

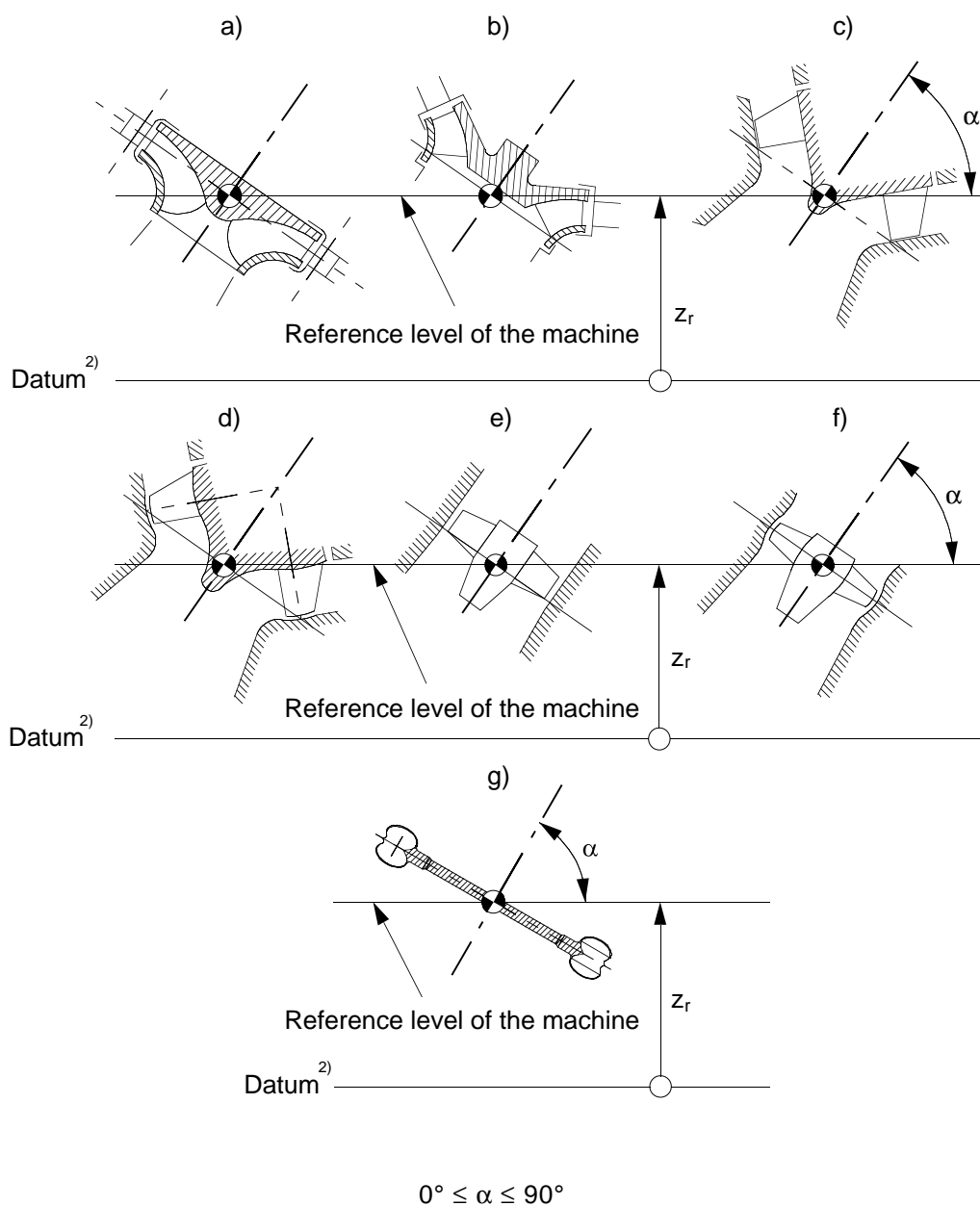
f) Machines axiales, telles que les turbines Kaplan, turbines tubulaires²⁾, pompes et pompes-turbines axiales, à pales réglables.

g) Turbines Pelton.

Figure 5 – Niveau de référence de la machine

¹⁾ Le terme «turbines tubulaires» inclut les bulbes, les groupes puits, les groupes à générateur périphérique et les groupes en S.

²⁾ Voir 1.3.3.2.10.



a) Radial machines, such as Francis turbines, radial (centrifugal) pumps and pump-turbines; for multistage machines: low pressure stage.

b) Diagonal (mixed-flow, semi-axial) machines with fixed runner/impeller blades and with runner/impeller band.

c) Diagonal (mixed-flow, semi-axial) machines with fixed runner/impeller blades, without runner/impeller band.

d) Diagonal (mixed-flow, semi-axial) machines with adjustable runner/impeller blades.

e) Axial machines, such as propeller turbines, tubular turbines¹⁾, axial pumps and pump-turbines with fixed runner/impeller blades.

f) Axial machines, such as Kaplan turbines, tubular turbines²⁾, axial pumps and pump-turbines with adjustable runner/impeller blades.

g) Pelton turbines.

Figure 5 – Reference level of machine

¹⁾ The term "tubular turbines" includes bulb, pit, rim generator and S-type units.

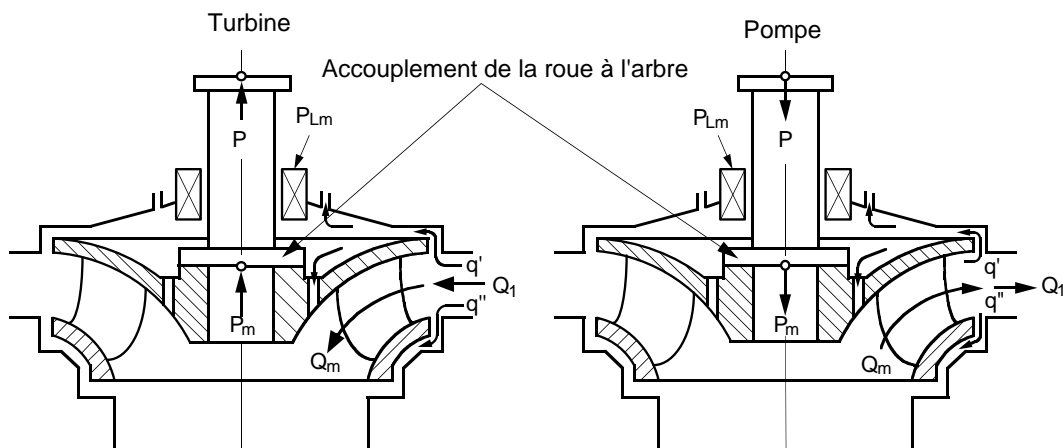
²⁾ See 1.3.3.2.10.

1.3.3.8 Termes relatifs à la puissance et au couple

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.8.1	Puissance hydraulique	Puissance disponible dans l'eau pour produire de l'énergie (cas d'une turbine) ou puissance transmise à l'eau (cas d'une pompe) $P_h = E(pQ)_1$	P_h	W
1.3.3.8.2	Puissance mécanique de la machine (puissance)	Puissance mécanique délivrée par l'arbre de la turbine ou transmise à l'arbre de la pompe, en imputant à la machine hydraulique les pertes mécaniques des paliers et des joints d'arbre qui lui sont propres (voir figure 6)	P	W
1.3.3.8.3	Puissance mécanique à la roue (ou aux roues)	Puissance mécanique transmise au niveau de l'accouplement de la roue (ou des roues) avec l'arbre (voir figure 6)	P_m	W
1.3.3.8.4	Pertes mécaniques	Puissance mécanique dissipée dans les paliers-guides, dans la butée et dans les joints d'arbre de la machine hydraulique (voir figure 6)	P_{Lm}	W
1.3.3.8.5	Puissance à débit nul d'une pompe	Puissance absorbée par la pompe à vitesse spécifiée et pour des ouvertures spécifiées du distributeur et de la roue lorsque la vanne côté haute pression est fermée	P_o	W
1.3.3.8.6	Couple sur l'arbre	Couple appliqué à l'arbre de la machine hydraulique et correspondant à la puissance mécanique de la machine (voir 1.3.3.8.2)	T	N·m
1.3.3.8.7	Couple à la roue	Couple transmis par l'accouplement de la roue et de l'arbre et correspondant à la puissance mécanique à la roue (voir 1.3.3.8.3)	T_m	N·m
1.3.3.8.8	Couple de frottement	Couple de frottement dans les paliers-guides, dans la butée et dans les joints d'arbre de la machine hydraulique (voir 1.3.3.8.4)	T_{Lm}	N·m

1.3.3.8 Power and torque terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.8.1	Hydraulic power	The hydraulic power available for producing power (turbine) or imparted to the water (pump) $P_h = E(pQ)_1$	P_h	W
1.3.3.8.2	Mechanical power of the machine (power)	The mechanical power delivered by the turbine shaft or to the pump shaft, assigning to the hydraulic machine the mechanical losses of the relevant bearings and shaft seals (see figure 6)	P	W
1.3.3.8.3	Mechanical power of runner(s)/impeller(s)	Mechanical power transmitted through the coupling of the runner(s)/impeller(s) and the shaft (see figure 6)	P_m	W
1.3.3.8.4	Mechanical power losses	Mechanical power dissipated in guide bearings, thrust bearings and shaft seals of the hydraulic machine (see figure 6)	P_{Lm}	W
1.3.3.8.5	Zero discharge (shut-off) power of the pump	Pump power at specified speed and at specified guide vane and impeller settings with high pressure side shut-off	P_o	W
1.3.3.8.6	Shaft torque	Torque applied to the shaft of the hydraulic machine and corresponding to the mechanical power of the machine (see 1.3.3.8.2)	T	N·m
1.3.3.8.7	Runner/impeller torque	Torque transmitted through the coupling of the runner/impeller and the shaft and corresponding to the mechanical power of runner/impeller (see 1.3.3.8.3)	T_m	N·m
1.3.3.8.8	Friction torque	Friction torque in guide bearings, thrust bearings and shaft seals of the hydraulic machine (see 1.3.3.8.4)	T_{Lm}	N·m



	Turbine	Pompe
	$q = q' + q''$	$q = q' + q''$
	$Q_1 = Q_m + q$	$Q_1 = Q_m - q$
	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$
	$P = P_m - P_{Lm}$	$P = P_m + P_{Lm}$
Rendement volumétrique	$\eta_v = \frac{Q_m}{Q_1}$	$\eta_v = \frac{Q_1}{Q_m}$
Rendement hydraulique (note 3)	$\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$	$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$
Rendement	$\eta = \frac{P}{P_h}$	$\eta = \frac{P_h}{P}$

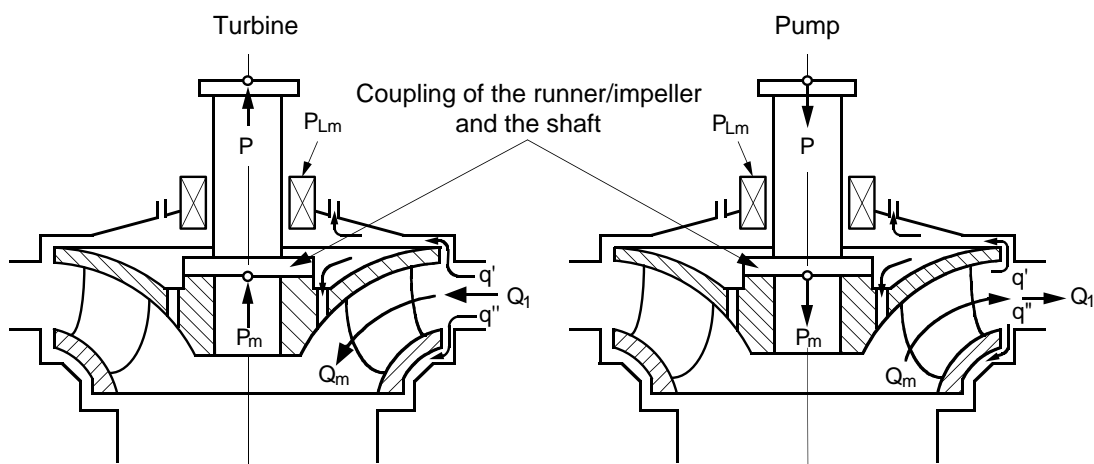
NOTES

1) Ces formules ne tiennent pas compte de la compressibilité de l'eau.

2) Pour une analyse détaillée des pertes internes, on se reportera à l'annexe N.

3) Dans cette formule, les pertes par frottement de disque et les pertes volumétriques (débits de fuite) sont considérées comme des pertes hydrauliques. On appelle «pertes par frottement de disque» les pertes par frottement le long des surfaces extérieures de la roue qui ne sont pas en contact avec l'écoulement principal Q_m passant entre les aubes.

Figure 6 – Bilan schématique des puissances et des débits



	Turbine	Pump
	$q = q' + q''$	$q = q' + q''$
	$Q_1 = Q_m + q$	$Q_1 = Q_m - q$
	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$	$P_h = E \cdot (\rho \cdot Q)_1$
	$P = P_m - P_{Lm}$	$P = P_m + P_{Lm}$
Volumetric efficiency	$\eta_v = \frac{Q_m}{Q_1}$	$\eta_v = \frac{Q_1}{Q_m}$
Hydraulic efficiency (note 3)	$\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$	$\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$
Efficiency	$\eta = \frac{P}{P_h}$	$\eta = \frac{P_h}{P}$

NOTES

1) The formulae ignore the compressibility of the water.

2) For detailed analysis of internal losses, refer to annex N.

3) The disk friction losses and leakage losses (volumetric losses) are considered as hydraulic losses in this formula. These "disk friction losses" are the friction losses of the outer surfaces of the runner/impeller not in contact with the flow Q_m passing the runner/impeller blades.

Figure 6 – Flux diagram for power and discharge

1.3.3.9 Termes relatifs au rendement

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.9.1	Rendement hydraulique ¹⁾	<p>a) Pour une turbine: rapport de la puissance mécanique à la roue à la puissance hydraulique</p> $\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$ <p>b) Pour une pompe: rapport de la puissance hydraulique à la puissance mécanique à la roue</p> $\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$ <p>Voir figure 6</p>	η_h	-
1.3.3.9.2	Rendement mécanique	<p>a) Pour une turbine</p> $\eta_m = \frac{P}{P_m}$ <p>b) Pour une pompe</p> $\eta_m = \frac{P_m}{P}$	η_m	-
1.3.3.9.3	Rendement	<p>a) Pour une turbine</p> $\eta = \frac{P}{P_h} = \eta_h \eta_m$ <p>b) Pour une pompe</p> $\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \eta_m$	η	-
1.3.3.9.4	Rendement moyen pondéré	<p>Calculé selon la formule</p> $\eta_w = \frac{w_1 \eta_1 + w_2 \eta_2 + w_3 \eta_3 + \dots}{w_1 + w_2 + w_3 + \dots}$ <p>où $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ sont les valeurs du rendement dans les conditions de fonctionnement spécifiées et où w_1, w_2, w_3, \dots sont les coefficients de pondération respectifs convenus</p>	η_w	-
1.3.3.9.5	Rendement moyen arithmétique	Rendement moyen pondéré (voir 1.3.3.9.4) avec $w_1 = w_2 = w_3 \dots$	η_a	-
<p>¹⁾ Les pertes par frottement de disque et les pertes volumétriques (débits de fuite) sont considérées ici comme des pertes hydrauliques. On appelle «pertes par frottement de disque» les pertes par frottement le long des surfaces extérieures de la roue qui ne sont pas en contact avec l'écoulement principal.</p>				

1.3.3.9 Efficiency terms

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.9.1	Hydraulic efficiency ¹⁾	<p>a) Turbine: ratio of mechanical power of runner to the hydraulic power</p> $\eta_h = \frac{P_m}{P_h}$ <p>b) Pump: ratio of hydraulic power to the mechanical power of the impeller</p> $\eta_h = \frac{P_h}{P_m}$ <p>See figure 6</p>	η_h	-
1.3.3.9.2	Mechanical efficiency	<p>a) Turbine</p> $\eta_m = \frac{P}{P_m}$ <p>b) Pump</p> $\eta_m = \frac{P_m}{P}$	η_m	-
1.3.3.9.3	Efficiency	<p>a) Turbine</p> $\eta = \frac{P}{P_h} = \eta_h \eta_m$ <p>b) Pump</p> $\eta = \frac{P_h}{P} = \eta_h \eta_m$	η	-
1.3.3.9.4	Weighted average efficiency	<p>Calculated from the formula</p> $\eta_w = \frac{w_1 \eta_1 + w_2 \eta_2 + w_3 \eta_3 + \dots}{w_1 + w_2 + w_3 + \dots}$ <p>where $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ are the values of efficiency at specified operating conditions and $w_1, w_2, w_3 \dots$ are their agreed weighting factors respectively</p>	η_w	-
1.3.3.9.5	Arithmetic average efficiency	<p>The weighted average efficiency (1.3.3.9.4) with</p> $w_1 = w_2 = w_3 \dots$	η_a	-
¹⁾ The disk friction losses and leakage losses (volumetric losses) are included and are considered here as hydraulic losses. The disk friction losses are the friction losses of the outer surfaces of the runner/impeller not in contact with the flow passing the blades.				

1.3.3.10 Termes généraux relatifs aux grandeurs fluctuantes

Pour les termes relatifs à ces grandeurs, on se référera à la CEI 60994; le tableau ci-après présente les termes utilisés dans la présente norme dont certains sont représentés sur la figure 7.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Référence CEI 60994
1.3.3.10.1	Grandeur discrète	Grandeur représentée par une suite de ses valeurs instantanées	X	
1.3.3.10.2	Fluctuation d'une grandeur	Variation oscillatoire d'une grandeur X par rapport à sa valeur moyenne pendant un intervalle de temps Δt préalablement déterminé	$\tilde{X}(t)$	2.3.1.5, etc.
1.3.3.10.3	Valeur moyenne	$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N X_n$	\bar{X}	2.3.3.1
1.3.3.10.4	Valeur maximale		X_{\max}	
1.3.3.10.5	Valeur minimale		X_{\min}	
1.3.3.10.6	Ecart type (valeur efficace par rapport à la valeur moyenne)	$\tilde{X}_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (X_n - \bar{X})^2}$	\tilde{X}_{eff}	2.3.3.2
1.3.3.10.7	Valeur efficace	$X_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N X_n^2}$	X_{rms}	2.3.3.3
1.3.3.10.8	Valeur crête à crête	$\Delta X_{\text{pp}} = X_{\max} - X_{\min}$	ΔX_{pp}	2.3.2.11
1.3.3.10.9	Amplitude	Valeur maximale d'une grandeur sinusoïdale $X(t)$: $A = \frac{1}{2} \Delta X_{\text{pp}}$	A	2.3.2.10

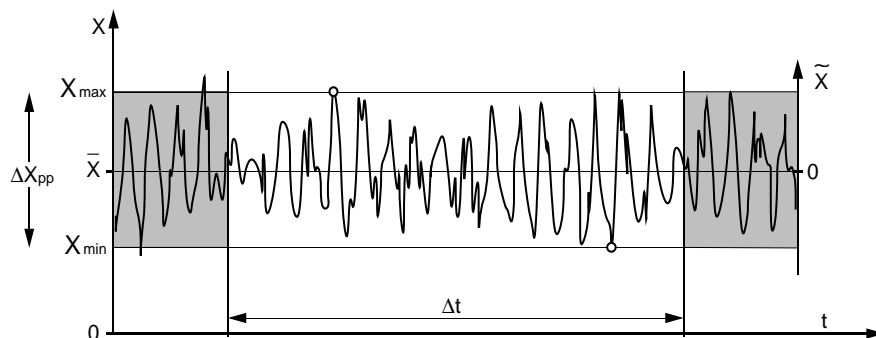


Figure 7 – Illustration de quelques définitions relatives aux grandeurs fluctuantes

1.3.3.10 General terms relating to fluctuating quantities

IEC 60994 provides a reference for terms relating to these quantities. The following table lists the terms relevant to this standard, some of which are illustrated in figure 7:

Subclause	Term	Definition	Symbol	IEC 60994 Reference
1.3.3.10.1	Discrete quantity	Quantity represented by a sequence of its momentary values	X	
1.3.3.10.2	Fluctuation of quantity (pulsation of quantity)	Oscillatory variation of a quantity X referred to its mean value during a time interval Δt previously selected	$\tilde{X}(t)$	2.3.1.5, etc.
1.3.3.10.3	Mean value	$\bar{X} = \frac{\sum_{n=1}^N X_n}{N}$	\bar{X}	2.3.3.1
1.3.3.10.4	Maximum value		X_{\max}	
1.3.3.10.5	Minimum value		X_{\min}	
1.3.3.10.6	Standard deviation (effective value referred to the mean)	$\tilde{X}_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N (X_n - \bar{X})^2}{N}}$	\tilde{X}_{eff}	2.3.3.2
1.3.3.10.7	Root-mean-square value	$X_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N X_n^2}{N}}$	X_{rms}	2.3.3.3
1.3.3.10.8	Peak-to-peak value	$\Delta X_{\text{pp}} = X_{\max} - X_{\min}$	ΔX_{pp}	2.3.2.11
1.3.3.10.9	Amplitude	Maximum value of a sinusoidal quantity $X(t)$: $A = \frac{1}{2} \Delta X_{\text{pp}}$	A	2.3.2.10

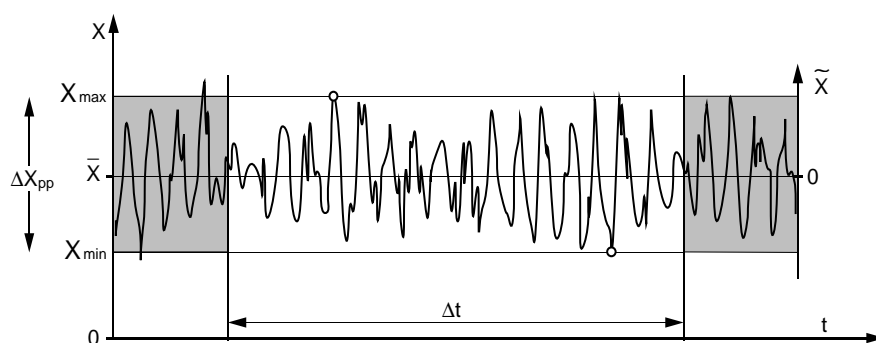


Figure 7 – Illustration of some definitions related to oscillating quantities

1.3.3.11 Termes relatifs à la mécanique des fluides et à l'effet d'échelle ¹⁾

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Unité
1.3.3.11.1	Nombre de Reynolds	Rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité: $Re = \frac{Du}{\nu} \text{ ou } \frac{Bu}{\nu} \text{ (voir 2.3.1.1)}$	Re	-
1.3.3.11.2	Nombre de Froude ²⁾	Racine carrée du rapport des forces d'inertie aux forces de gravité: $Fr = \left[\frac{E}{gD} \right]^{1/2} \text{ ou } \left[\frac{E}{gB} \right]^{1/2} \text{ (voir 2.3.1.1)}$	Fr	-
1.3.3.11.3	Nombre de Weber ²⁾	Rapport des forces d'inertie aux forces de tension superficielle: $We = \left[\frac{\rho L v^2}{\sigma^*} \right]^{1/2}$ où v est la vitesse σ^* est la tension superficielle ρ est la masse volumique L est une dimension linéaire	We	-
1.3.3.11.4	Nombre d'Euler	Rapport des forces de pression aux forces d'inertie $Eu = \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ où Δp est la pression différentielle	Eu	-
1.3.3.11.5	Coefficient de répartition des pertes	Rapport des pertes relatives transposables aux pertes relatives totales	V	-
1.3.3.11.6	Pertes relatives transposables	$\delta = (1 - \eta_h) V$	δ	-
1.3.3.11.7	Pertes relatives fixes	$\delta_{ns} = (1 - \eta_h) - \delta = (1 - \eta_h) \cdot (1 - V)$	δ_{ns}	-
1.3.3.11.8	Pertes relatives totales	$1 - \eta_h = \delta + \delta_{ns}$		-
1.3.3.11.9	Différence de rendement hydraulique	Différence entre les valeurs du rendement hydraulique en deux points de fonctionnement hydrauliquement semblables ³⁾ mesurées à des nombres de Reynolds différents.	$\Delta\eta_h$	-
¹⁾ Voir ISO 31-12. ²⁾ D'autres définitions de ces nombres peuvent être rencontrées dans la littérature. ³⁾ Voir 2.3.1.2.				

1.3.3.11 Fluid dynamic and scaling terms ¹⁾

Subclause	Term	Definition	Symbol	Unit
1.3.3.11.1	Reynolds number	Ratio of inertia forces to viscous forces $Re = \frac{Du}{\nu}$ or $\frac{Bu}{\nu}$ (see 2.3.1.1)	Re	-
1.3.3.11.2	Froude number ²⁾	Square root of the ratio of inertia forces to gravity forces $Fr = \left[\frac{E}{gD} \right]^{1/2}$ or $\left[\frac{E}{gB} \right]^{1/2}$ (see 2.3.1.1)	Fr	-
1.3.3.11.3	Weber number ²⁾	Ratio of inertia forces to surface tension forces $We = \left[\frac{\rho L v^2}{\sigma^*} \right]^{1/2}$ where v is the velocity σ^* is the surface tension ρ is the density L is a linear dimension	We	-
1.3.3.11.4	Euler number	Ratio of pressure forces to inertia forces $Eu = \frac{\Delta p}{\rho v^2}$ where Δp is the differential pressure	Eu	-
1.3.3.11.5	Loss distribution coefficient	Ratio of relative scalable losses to relative total losses	V	-
1.3.3.11.6	Relative scalable loss	$\delta = (1 - \eta_h) V$	δ	-
1.3.3.11.7	Relative non-scalable loss	$\delta_{ns} = (1 - \eta_h) - \delta = (1 - \eta_h) \cdot (1 - V)$	δ_{ns}	-
1.3.3.11.8	Relative total loss	$1 - \eta_h = \delta + \delta_{ns}$		-
1.3.3.11.9	Difference of hydraulic efficiency	Difference between the values of hydraulic efficiency at two hydraulically similar ³⁾ operating points measured at different Reynolds numbers.	$\Delta\eta_h$	-
¹⁾ See ISO 31-12. ²⁾ Other definitions of these numbers can be found in relevant scientific works. ³⁾ See 2.3.1.2.				

1.3.3.12 Termes adimensionnels

Les performances d'une machine peuvent être caractérisées par des termes adimensionnels basés sur $E = 1$, $D = 1$ et $\rho = 1$ ou sur $n = 1$, $D = 1$ et $\rho = 1$ ¹⁾.

Les relations entre les termes adimensionnels ci-dessous et d'autres définitions existantes sont données à l'annexe A.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole	Relations
1.3.3.12.1	Facteur de vitesse	$\frac{nD}{E^{0,5}}$	η_{ED}	$= \frac{1}{E_{nD}^{0,5}}$
1.3.3.12.2	Facteur de débit	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	Q_{ED}	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0,5}}$
1.3.3.12.3	Facteur de couple	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	T_{ED}	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$
1.3.3.12.4	Facteur de puissance	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$ (voir note)	P_{ED}	$= Q_{ED} \eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ (pompe) $= \frac{P_{nD}}{E_{nD}^{1,5}} = P_{nD} n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$
1.3.3.12.5	Coefficient d'énergie	$\frac{E}{n^2 D^2}$	E_{nD}	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$
1.3.3.12.6	Coefficient de débit	$\frac{Q_1}{n D^3}$	Q_{nD}	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED} E_{nD}^{0,5}$
1.3.3.12.7	Coefficient de couple	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	T_{nD}	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED} E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$
1.3.3.12.8	Coefficient de puissance	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$ (voir note)	P_{nD}	$= E_{nD} Q_{nD} \eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{E_{nD} Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ (pompe) $= \frac{P_{ED}}{n_{ED}^3} = P_{ED} E_{nD}^{1,5} = 2\pi T_{nD}$
1.3.3.12.9	Nombre de Thoma	$\frac{NPSE}{E}$	σ	$= \frac{\sigma_{nD}}{E_{nD}} = \sigma_{nD} n_{ED}^2$
1.3.3.12.10	Coefficient de cavitation	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	σ_{nD}	$= \sigma E_{nD} = \frac{\sigma}{n_{ED}^2}$
1.3.3.12.11	Vitesse spécifique	$\frac{n Q^{0,5}}{E^{0,75}}$	N_{QE}	$= n_{ED} Q_{ED}^{0,5} = \frac{Q_{nD}^{0,5}}{E_{nD}^{0,75}}$

NOTE – Ceci se réfère à la puissance mécanique à la roue, qui est habituellement mesurée sur modèle.

1) Unités: H (m); D (m); E (J kg⁻¹); n (s⁻¹); ρ (kg m⁻³); T (N m); P (W); Q (m³ s⁻¹).

1.3.3.12 Dimensionless terms

Machine performance may be characterized by dimensionless terms based $E = 1$, $D = 1$ and $\rho = 1$ or on $n = 1$, $D = 1$ and $\rho = 1$ ¹⁾.

The relations of these dimensionless terms to other existing definitions are given in annex A.

Subclause	Term	Definition	Symbol	Relations
1.3.3.12.1	Speed factor	$\frac{nD}{E^{0,5}}$	η_{ED}	$= \frac{1}{E_{nD}^{0,5}}$
1.3.3.12.2	Discharge factor	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	Q_{ED}	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0,5}}$
1.3.3.12.3	Torque factor	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	T_{ED}	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$
1.3.3.12.4	Power factor	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$ (see note)	P_{ED}	$= Q_{ED} \eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= \frac{P_{nD}}{E_{nD}^{1,5}} = P_{nD} n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$
1.3.3.12.5	Energy coefficient	$\frac{E}{n^2 D^2}$	E_{nD}	$= \frac{1}{\eta_{ED}^2}$
1.3.3.12.6	Discharge coefficient	$\frac{Q_1}{n D^3}$	Q_{nD}	$= \frac{Q_{ED}}{\eta_{ED}} = Q_{ED} E_{nD}^{0,5}$
1.3.3.12.7	Torque coefficient	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	T_{nD}	$= \frac{T_{ED}}{\eta_{ED}^2} = T_{ED} E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$
1.3.3.12.8	Power coefficient	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$ (see note)	P_{nD}	$= E_{nD} Q_{nD} \eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{E_{nD} Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= \frac{P_{ED}}{\eta_{ED}^3} = P_{ED} E_{nD}^{1,5} = 2\pi T_{nD}$
1.3.3.12.9	Thoma number	$\frac{NPSE}{E}$	σ	$= \frac{\sigma_{nD}}{E_{nD}} = \sigma_{nD} \eta_{ED}^2$
1.3.3.12.10	Cavitation coefficient	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	σ_{nD}	$= \sigma E_{nD} = \frac{\sigma}{\eta_{ED}^2}$
1.3.3.12.11	Specific speed	$\frac{n Q^{0,5}}{E^{0,75}}$	N_{QE}	$= n_{ED} Q_{ED}^{0,5} = \frac{Q_{nD}^{0,5}}{E_{nD}^{0,75}}$

NOTE – Reference is made to the mechanical power of the runner/impeller, usually measured on the model.

1) Units: H (m); D (m); E (J kg⁻¹); n (s⁻¹); ρ (kg m⁻³); T (N m); P (W); Q (m³ s⁻¹).

1.3.3.13 Termes adimensionnels relatifs aux grandeurs fluctuantes

Pour la présentation et l'analyse des grandeurs fluctuantes mesurées, il est recommandé d'utiliser les termes adimensionnels tels qu'ils sont définis ci-après et en 4.3 à 4.6. Ces termes sont désignés par le symbole de la grandeur mesurée affecté d'indices désignant le composant de la machine et les grandeurs prises égales à l'unité; par exemple, $T_{G,ED}$ représentera le facteur de couple sur les directrices, c'est-à-dire le couple exercé sur les directrices lorsqu'on prend l'énergie hydraulique massique de la machine et le diamètre de référence égaux à l'unité. Les symboles utilisés pour définir les grandeurs mesurées sont énumérés ci-après.

- Les grandeurs qui font l'objet de mesures sont:
 - F force;
 - M moment;
 - p pression;
 - T couple.
- Les indices désignant des composants de la machine sont:
 - B pale de roue;
 - D déflecteur de Pelton;
 - G aube directrice;
 - N pointeau de Pelton.
- Les indices désignant les composantes d'une force ou d'un couple sont:
 - a axiale;
 - r radiale;
 - x,y,z coordonnées cartésiennes liées à la machine.

Le tableau ci-après présente les termes adimensionnels relatifs aux grandeurs fluctuantes.

Paragraphe	Terme	Définition	Symbole
1.3.3.13.1	Facteur de couple	$T_{ED} = \frac{T}{\rho D^3 E}$	T_{ED}
1.3.3.13.2	Facteur de force	$F_{ED} = \frac{F}{\rho D^2 E}$	F_{ED}
1.3.3.13.3	Coefficient de couple	$T_{nD} = \frac{T}{\rho n^2 D^5}$	T_{nD}
1.3.3.13.4	Coefficient de force	$F_{nD} = \frac{F}{\rho n^2 D^4}$	F_{nD}
1.3.3.13.5	Facteur de fluctuation de pression	$\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$	\tilde{p}_E

1.3.3.13 Dimensionless terms relating to oscillating quantities

For presentation and analysis of the measured oscillating quantities, it is recommended to use dimensionless terms as defined hereafter and in 4.3 to 4.6. They are identified by the symbol of the measured quantity with subscripts denoting the machine component and the quantities taken as unity; for instance $T_{G,ED}$ will denote the guide vane torque factor, i.e. the torque acting on the guide vanes based on specific hydraulic energy of the machine and reference diameter equal to unity. The symbols used to define the measurements are listed below.

- Measured quantities are:
 - F force;
 - M moment;
 - p pressure;
 - T torque.
- Subscripts for machine components are:
 - B runner blade;
 - D Pelton deflector;
 - G guide vane;
 - N Pelton needle.
- Subscripts for force and torque components are:
 - a axial;
 - r radial;
 - x,y,z cartesian coordinates related to the machine.

The following table lists the dimensionless terms relating to oscillating quantities.

Subclause	Term	Definition	Symbol
1.3.3.13.1	Torque factor	$T_{ED} = \frac{T}{\rho D^3 E}$	T_{ED}
1.3.3.13.2	Force factor	$F_{ED} = \frac{F}{\rho D^2 E}$	F_{ED}
1.3.3.13.3	Torque coefficient	$T_{nD} = \frac{T}{\rho n^2 D^5}$	T_{nD}
1.3.3.13.4	Force coefficient	$F_{nD} = \frac{F}{\rho n^2 D^4}$	F_{nD}
1.3.3.13.5	Factor of pressure fluctuation	$\tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$	\tilde{p}_E

1.4 Nature et étendue des garanties relatives au fonctionnement hydraulique

1.4.1 Généralités

1.4.1.1 Données du projet et coordination

L'acheteur doit être responsable de l'établissement des données sur lesquelles les garanties sont fondées, ce qui inclut notamment les sections de référence, les niveaux d'eau, les énergies hydrauliques massiques (voir 1.3.3.6.2) et les pertes d'énergie hydraulique massique. Il est aussi responsable de la coordination des études visant à déterminer les interactions entre les conduites hydrauliques et les composants électriques et mécaniques de la machine.

L'acheteur doit faire en sorte que le fournisseur de la machine reçoive les données exactes et suffisamment détaillées concernant les éléments suivants:

- les niveaux d'eau en fonctionnement dans tous les bassins;
- les pertes hydrauliques de chaque portion des conduits de l'amenée à la restitution;
- les plans de conception des conduits associés à la machine hydraulique, y compris les vannes et robinets;
- toute information concernant l'écoulement dans les conduits, telle que des résultats d'essais sur modèle des circuits hydrauliques;
- dans le cas de rénovation de machines existantes, il faut porter une attention particulière aux limites imposées par les mécanismes existants (par exemple pour les ouvertures).

Il faut porter attention aux conditions d'écoulement à l'entrée et à la sortie du modèle (voir 2.1.2.4 et 2.1.3.3). Dans la plupart des cas, il suffira que le modèle s'étende juste au-delà des sections de référence haute et basse pression, celles-ci devant être incluses pour que les essais sur modèle soient conformes à la présente norme. Si les conditions d'installation du prototype sont telles qu'il y ait des raisons de penser que la configuration globale de l'écoulement n'est pas pleinement reproduite sur le modèle, le contrat doit spécifier les mesures à prendre; il peut par exemple préciser jusqu'à quelles limites les canaux et conduits hydrauliques doivent être modélisés. Dans d'autres cas, l'acheteur doit avoir vérifié que les conditions d'approche sont correctes à l'aide d'un essai d'un modèle partiel de l'aménagement antérieur à l'essai du modèle de la machine.

1.4.1.2 Définition des garanties de performances hydrauliques

Un contrat pour une machine prototype réglable¹⁾ ou non doit contenir au minimum des garanties couvrant la puissance, le débit et/ou l'énergie hydraulique massique, le rendement, la vitesse instantanée maximum maximorum, la pression instantanée maximum maximorum ou minimum minimorum et la vitesse maximale d'emballlement stabilisé (vitesse d'emballlement en dévirage pour une pompe), ainsi que des garanties liées à la cavitation.

Dans le cas d'une pompe, les garanties peuvent aussi couvrir l'énergie hydraulique massique (ou la hauteur) maximale à débit nul et la puissance à débit nul, cette dernière avec la roue tournant dans l'eau ou dans l'air à la vitesse de rotation spécifiée.

Les garanties doivent être données pour un ou plusieurs points de fonctionnement (voir 1.4.2.2). Ces points appartiennent aux courbes caractéristiques de la machine qui sont normalement présentées par le fournisseur. Dans certains cas (par exemple mini-hydraulique), un tableau de points peut suffire.

L'état actuel de la technique permet de vérifier certaines de ces garanties portant sur le prototype par des essais sur modèle (voir 1.4.2), tandis que d'autres ne peuvent pas l'être (voir 1.4.3). De plus, des données complémentaires peuvent être fournies par le modèle à titre indicatif sur le fonctionnement prévisible du prototype (voir 1.4.4).

¹⁾ Dans le domaine de la présente norme, «réglable» fait référence au réglage du débit par variation de l'ouverture du distributeur, de la course des injecteurs et/ou de l'inclinaison des pales de roue.

1.4 Nature and extent of guarantees related to hydraulic performance

1.4.1 General

1.4.1.1 Design data and co-ordination

The purchaser shall be responsible for specifying the data on which guarantees are based including, for example, reference sections, water levels, specific hydraulic energies (see 1.3.3.6.2), and specific hydraulic energy losses. The purchaser is also responsible for co-ordinating of efforts to determine interactions between the waterways and the electrical and mechanical parts of the machine.

The purchaser shall arrange for the machine supplier to be provided with data, accurate and sufficient in detail, to cover the following:

- operating water levels in all reservoirs;
- hydraulic losses of each part of the water conduit from intake to outlet;
- design drawings of water conduits associated with the hydraulic machine including valves and gates;
- any information relevant to the water flow in the conduit, such as any results of model tests of the conduits;
- in the case of rehabilitation of existing machines, particular attention is to be paid to the limitations imposed by the existing equipment (for example openings).

Attention shall be paid to flow conditions at the model inlet and outlet (see 2.1.2.4 and 2.1.3.3). In most cases, it will be sufficient to extend the model just beyond the high and low pressure reference sections. These sections shall be included for the model tests in order to conform to this standard. If the prototype installation is such that there is reason to believe that the total flow pattern through the waterways is not fully represented by the model, the contract shall specify the steps to be taken, which may include specifying the extent of the water passages to be modelled. In some other cases, the validity of the approach conditions shall have been verified by the purchaser through the test of a partial model of the plant prior to the test of the model machine.

1.4.1.2 Definition of the hydraulic performance guarantees

A contract for both regulated¹⁾ and non-regulated prototype machines shall contain, as a minimum, guarantees covering power, discharge and/or specific hydraulic energy, efficiency, maximum momentary overspeed and maximum/minimum momentary pressure and maximum steady-state runaway speed (reverse runaway speed for a pump), as well as guarantees related to cavitation.

For a pump, the guarantee may also cover the maximum specific hydraulic energy (head) and the power at zero discharge, the latter with the impeller rotating in water and/or air at the specified speed.

The guarantees shall be given for one or more operating points (see 1.4.2.2). These points belong to performance curves of the machine, which are usually submitted by the supplier. In some cases (e.g. small hydro), a table may be sufficient.

The current state of the art permits the verification of some of these prototype guarantees by model test (see 1.4.2), while others cannot be verified by model tests (see 1.4.3). Moreover, additional data may be obtained from the model as an indication of the expected prototype operation (see 1.4.4).

¹⁾ "Regulated" as used in this standard refers to the control of the discharge through variations of guide vane opening, needle stroke and/or runner/impeller blade angle.

1.4.1.3 Garanties portant sur des grandeurs liées

Il est recommandé que le contrat évite de fixer plus d'une garantie pour des grandeurs liées; par exemple, pour une turbine réglable, le rendement doit être garanti soit en fonction du débit, soit en fonction de la puissance, mais non les deux.

1.4.1.4 Forme des garanties

Lorsque les performances d'une machine prototype doivent être jugées sur la base d'un essai sur modèle, on peut utiliser l'une des deux formes suivantes de garanties:

- a) Garanties portant sur les performances hydrauliques du prototype, calculées à partir des résultats d'un essai sur modèle en tenant compte des effets d'échelle. Pour les machines à réaction, cet effet d'échelle doit être pris en compte conformément à 3.8. Pour les turbines à action, si cela est convenu dans le contrat, il est recommandé de prendre en compte l'effet d'échelle conformément à l'annexe K.
- b) Garanties portant sur les performances hydrauliques du modèle rapportées à un nombre de Reynolds (ou, pour les turbines à action, à des nombres de Reynolds, de Froude et de Weber) spécifié dans le contrat.

Dans tous les cas, les prescriptions de 2.3.1 concernant la similitude doivent être respectées.

1.4.2 Garanties principales de performances hydrauliques vérifiables par un essai sur modèle

1.4.2.1 Grandeurs garanties pour toute machine

Les garanties principales de performances hydrauliques du prototype ou du modèle que l'on peut vérifier par des essais sur modèle sont décrites en détail aux paragraphes 1.4.2.1.1 à 1.4.2.1.5 ci-après.

1.4.2.1.1 Puissance

Le terme «puissance» renvoie habituellement à la puissance mécanique à la roue (voir 1.3.3.8.3). Lorsque c'est la puissance mécanique de la machine (voir 1.3.3.8.2) qui est garantie pour le prototype, les pertes mécaniques (voir 1.3.3.8.4) doivent être prises en compte.

1.4.2.1.2 Débit et/ou énergie hydraulique massique

Cette garantie se rapporte soit au débit dans la section de référence (voir 1.3.3.4.4) en fonctionnement sous certaines énergies hydrauliques massiques spécifiées, soit à l'énergie hydraulique massique en fonctionnement à certains débits spécifiés.

1.4.2.1.3 Rendement

Le terme «rendement» renvoie au rendement hydraulique (voir 1.3.3.9.1), sauf spécification contraire. Lorsque c'est le rendement (voir 1.3.3.9.3) du prototype qui est garanti, les pertes mécaniques (voir 1.3.3.8.4) ou le rendement mécanique (voir 1.3.3.9.2) doit être pris en compte.

Pour les machines à réaction, la relation entre les rendements hydrauliques du modèle et du prototype liée à l'effet d'échelle dû au nombre de Reynolds est bien établie au point de meilleur rendement et à son voisinage, comme expliqué en 3.8. C'est une convention couramment admise que d'appliquer cette relation dans tout le domaine des rendements garantis (voir annexe F), bien qu'elle soit d'autant moins fiable que le point à vérifier est plus éloigné du point de meilleur rendement.

1.4.1.3 Guarantees of correlated quantities

It is recommended that the contract does not fix more than one guarantee for correlated quantities; for example in the case of a regulated turbine, efficiency shall be guaranteed versus either discharge or power, but not both.

1.4.1.4 Form of guarantees

Either of the following two forms of guarantees may be applied when the performance of a prototype machine is to be accepted on the basis of a model test:

- a) Guarantees for the hydraulic performance of the prototype, computed from model test results with allowance for scale effect. For reaction machines, the scale effect is to be taken into account in accordance with 3.8. For impulse turbines, when it is agreed in the contract, the scale effect should be taken into account in accordance with annex K.
- b) Guarantees for the hydraulic performance of the model referred to a Reynolds number (Reynolds, Froude and Weber numbers for impulse turbines) to be specified in the contract.

In each case, the similitude requirements of 2.3.1 shall be met.

1.4.2 Main hydraulic performance guarantees verifiable by model test

1.4.2.1 Guaranteed quantities for any machine

The main hydraulic performance guarantees of the prototype or model that can be verified by model tests are described in detail in 1.4.2.1.1 to 1.4.2.1.5 below.

1.4.2.1.1 Power

The term "power" usually refers to the mechanical power of the runner/impeller (see 1.3.3.8.3). When the mechanical power of the machine (see 1.3.3.8.2) is guaranteed for the prototype, the mechanical power losses (see 1.3.3.8.4) are to be taken into account.

1.4.2.1.2 Discharge and/or specific hydraulic energy

This refers either to the discharge at the reference section (see 1.3.3.4.4), obtained when operating under specified specific hydraulic energies, or to the specific hydraulic energy obtained when operating with specified discharges.

1.4.2.1.3 Efficiency

The term "efficiency" refers to the hydraulic efficiency (see 1.3.3.9.1) unless otherwise specified. When the prototype efficiency (see 1.3.3.9.3) is guaranteed, the mechanical power losses (see 1.3.3.8.4) or the mechanical efficiency (see 1.3.3.9.2) is to be taken into account.

In reaction machines, the relationship between model and prototype hydraulic efficiencies due to the Reynolds number scale effect is well documented at and around the point of best efficiency, as explained in 3.8. The currently accepted convention is to apply this relationship to the entire range of guaranteed efficiencies (see annex F), however recognizing the decreased reliability the further away the point to be checked is from the point of best efficiency.

1.4.2.1.4 Vitesse et débit d'emballlement stabilisé

Une garantie pour la vitesse maximale d'emballlement stabilisé (voir 1.3.3.4.12), ou pour la vitesse maximale d'emballlement en dévirage dans le cas des pompes, est exigée. Une garantie additionnelle pour le débit maximal à l'emballlement peut être exigée.

Le débit à vide, dans le fonctionnement en turbine, doit être déterminé en tant qu'élément de la courbe caractéristique d'emballlement (voir figure 55).

1.4.2.1.5 Influence de la cavitation sur le fonctionnement hydraulique

Le contrat doit spécifier clairement les conditions hydrauliques (énergie hydraulique massique et énergie massique nette à l'aspiration) dans lesquelles les performances hydrauliques doivent être garanties.

Les garanties de performances hydrauliques du prototype doivent inclure l'influence de la cavitation sur celles-ci. Selon la pratique industrielle courante, cette influence est déterminée par des essais sur modèle effectués conformément aux paragraphes 2.3.1.5.1, 2.3.3.3.6, 3.8.2.3.7 et 3.8.3.2.

L'application de la formule de majoration du rendement due au nombre de Reynolds est limitée au domaine des valeurs de σ spécifié en 3.8.2.4.2. Le contrat doit spécifier la procédure à suivre si σ_{pl} tombe en dehors de ce domaine.

Dans certains cas, le contrat peut contenir une clause additionnelle sur la cavitation, prescrivant que la valeur mesurée du nombre de Thoma choisi comme critère (σ_d), doit être inférieure au nombre de Thoma d'installation σ_{pl} , avec une certaine marge de sécurité (voir 3.10.5). Le critère et la marge de sécurité doivent être spécifiés dans le contrat.

1.4.2.2 Applications particulières

1.4.2.2.1 Turbine réglable (voir 3.10.3.1)

Puissance:	à atteindre sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées.
Débit:	à atteindre sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées.
Rendement:	des garanties peuvent être exigées sous l'une des formes suivantes sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées: <ul style="list-style-type: none"> – pour un ou plusieurs puissances ou débits spécifiés, ou – comme rendement moyen pondéré dans une étendue spécifiée de puissances ou de débits, ou – comme rendement moyen arithmétique¹⁾ dans une étendue spécifiée de puissances ou de débits.
Vitesse d'emballlement:	vitesse d'emballlement stabilisé à ne pas dépasser lorsque la turbine fonctionne sous l'énergie hydraulique massique maximale ou sous toute autre énergie hydraulique massique spécifiée.

Dans le cas des machines à double réglage, il doit être précisé si la garantie se rapporte au fonctionnement pour lequel la conjugaison optimale entre l'ouverture du distributeur et l'inclinaison des pales de roue est respectée (fonctionnement sur came) ou/et à la vitesse maximale d'emballlement dans le fonctionnement hors came le plus défavorable.

¹⁾ On ne doit pas garantir simultanément des rendements moyens, pondérés ou arithmétiques, et une série de rendements ponctuels.

1.4.2.1.4 Steady-state runaway speed and/or discharge

A guarantee for maximum steady-state runaway speed (see 1.3.3.4.12) or for the reverse runaway speed in case of pumps is required. An additional guarantee for maximum discharge under runaway conditions may be required.

The no-load discharge for turbine operation shall be determined as part of the characteristic runaway-curve (see figure 55).

1.4.2.1.5 Influence of cavitation on hydraulic performance

The contract shall clearly state the hydraulic conditions (specific hydraulic energies and net positive suction specific energies) for which the hydraulic performances are to be guaranteed.

The guarantees of the hydraulic performance of the prototype shall include the influence of cavitation. According to current engineering practice, this influence is determined by the model tests performed in accordance with 2.3.1.5.1, 2.3.3.3.6, 3.8.2.3.7 and 3.8.3.2.

The application of efficiency scale-up due to Reynolds number is limited to the range of σ -values specified in 3.8.2.4.2. The contract shall specify the procedure to be used if σ_{pl} falls outside this range.

In some cases, the contract may contain an additional clause on cavitation specifying that the measured value of the Thoma number chosen as criterion (σ_d) shall be lower than the plant Thoma number σ_{pl} by a safety margin (see 3.10.5). The criterion and the safety margin shall be specified in the contract.

1.4.2.2 Specific application

1.4.2.2.1 Regulated turbine (see 3.10.3.1)

- Power: to be reached at one or more specified specific hydraulic energies.
- Discharge: to be reached at one or more specified specific hydraulic energies.
- Efficiency: guarantees may be required for one or more specified specific hydraulic energy as follows:
- at one or more specified power or discharge,
 - or
 - as weighted average efficiencies over a specified range of power or discharge,
 - or
 - as arithmetic average efficiencies¹⁾ over a specified range of power or discharge.
- Runaway speed: guaranteed steady-state runaway speed not to be exceeded when operating under maximum or any other specified specific hydraulic energy.
- In the case of double regulated machines, it shall be stated if the guarantee refers to the condition in which the optimum relationship between guide vane opening and runner blade angle is maintained (on-cam condition) or/and to the maximum runaway speed occurring in the worst possible off-cam condition.

¹⁾ Weighted or arithmetic average efficiencies and a series of individual efficiencies shall not be guaranteed simultaneously.

Cavitation: des garanties selon 1.4.2.1.5 peuvent être exigées sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques, débits ou puissances, généralement pour la valeur minimale correspondante de σ_{pl} .

1.4.2.2.2 Turbine non réglable (voir 3.10.3.2)

Puissance: puissance à atteindre et puissance à ne pas dépasser dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques¹⁾.

Débit: débit à atteindre et/ou débit à ne pas dépasser dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Cette garantie est généralement remplacée par la garantie correspondante de puissance.

Rendement: des garanties peuvent être exigées sous l'une des formes suivantes:
 – sous une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées,
 ou
 – comme rendement moyen pondéré dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques,
 ou
 – comme rendement moyen arithmétique²⁾ dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques.

Vitesse d'emballement: vitesse d'emballement stabilisé à ne pas dépasser lorsque la turbine fonctionne sous l'énergie hydraulique massique maximale.

Cavitation: des garanties selon 1.4.2.1.5 peuvent être exigées pour une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques, généralement pour la valeur minimale correspondante de σ_{pl} .

1.4.2.2.3 Pompe réglable ou non (voir 3.10.3.3)

Puissance: puissance à ne pas dépasser dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques ou de débits.

Débit et/ou énergie hydraulique massique: valeurs à atteindre et/ou à ne pas dépasser pour le débit dans une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques ou pour l'énergie hydraulique massique dans une étendue spécifiée de débits.

Rendement: des garanties peuvent être exigées sous l'une des formes suivantes pour une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées ou pour un ou plusieurs débits spécifiés:
 – pour un ou plusieurs débits ou énergies hydrauliques massiques spécifiés,
 ou
 – comme rendement moyen pondéré dans une étendue spécifiée de débits ou d'énergies hydrauliques massiques,
 ou
 – comme rendement moyen arithmétique²⁾ dans une étendue spécifiée de débits ou d'énergies hydrauliques massiques.

Vitesse d'emballement: vitesse maximale d'emballement stabilisé en dévirage à ne pas dépasser lorsque la pompe fonctionne sous l'énergie hydraulique massique maximale spécifiée.

Dans le cas des machines à double réglage, il doit être précisé si la garantie se rapporte au fonctionnement pour lequel la conjugaison optimale entre l'ouverture du distributeur et l'inclinaison des pales de roue est respectée (fonctionnement sur came) ou/et à la vitesse maximale d'emballement hors came le plus défavorable.

¹⁾ Pour les limites contractuelles de puissance correspondant aux énergies hydrauliques massiques spécifiées, voir 3.10.3.2.

²⁾ On ne doit pas garantir simultanément des rendements moyens, pondérés ou arithmétiques, et une série de rendements ponctuels.

Cavitation: guarantees as outlined in 1.4.2.1.5 may be required for one or more specified specific hydraulic energy, discharge or power, usually for the corresponding minimum σ_{pl} value.

1.4.2.2.2 Non-regulated turbine (see 3.10.3.2)

Power: power to be reached and power not to be exceeded over a specified range of specific hydraulic energies¹⁾.

Discharge: discharge to be reached and/or not to be exceeded over a specified range of specific hydraulic energies. This guarantee is usually replaced by the corresponding power guarantee.

Efficiency: guarantees may be required as follows
 – at one or more specified specific hydraulic energy,
 or
 – as a weighted average efficiency over a specified range of specific hydraulic energy,
 or
 – as an arithmetic average efficiency²⁾ over a specified range of specific hydraulic energy.

Runaway speed: guaranteed steady-state runaway speed not to be exceeded when operating under maximum specific hydraulic energy.

Cavitation: guarantees as outlined in 1.4.2.1.5 may be required for one or more specified specific hydraulic energy, usually for the corresponding minimum σ_{pl} value.

1.4.2.2.3 Non-regulated/regulated pump (see 3.10.3.3)

Power: power not to be exceeded over a specified range of specific hydraulic energy or discharge.

Discharge and/or specific hydraulic energy: discharge over a specified range of specific hydraulic energy or specific energy over a specified range of discharge, including values to be reached and/or not to be exceeded.

Efficiency: guarantees may be required for one or more specified specific hydraulic energy or discharge as follows:
 – at one or more specified specific hydraulic energy or discharge,
 or
 – as a weighted average efficiency over a specified range of specific hydraulic energy or discharge,
 or
 – as an arithmetic average efficiency²⁾ over a specified range of specific hydraulic energy or discharge.

Runaway speed: guaranteed maximum steady-state reverse runaway speed not to be exceeded when operating under maximum specified specific hydraulic energy.

In the case of double regulated machines, it shall be stated if the guarantee is referred to the condition in which the optimum relationship between guide vane opening and runner blade angle is maintained (on-cam condition) or/and to the maximum runaway speed occurring in the worst possible off-cam condition.

¹⁾ For the contractual limits of the power corresponding to the specified specific hydraulic energies, see 3.10.3.2.

²⁾ Weighted or arithmetic average efficiencies and a series of individual efficiencies shall not be guaranteed simultaneously.

Cavitation: des garanties selon 1.4.2.1.5 peuvent être exigées pour un ou plusieurs énergies hydrauliques massiques, débits ou puissances spécifiés, généralement pour la valeur minimale correspondante de σ_{pl} .

1.4.3 Garanties non vérifiables par des essais sur modèle

Il y a certaines garanties qui ne peuvent pas être vérifiées par des essais sur modèle; parmi celles-ci, on peut citer:

1.4.3.1 Garantie sur l'érosion de cavitation

La valeur admissible de l'érosion due à la cavitation ne doit être garantie que pour le prototype. Le contrôle de cette garantie doit être fait sur le prototype selon les recommandations de la CEI 60609.

L'essai sur modèle peut toutefois révéler, par inspection visuelle durant les essais (voir 2.3.3.3.6), les zones potentielles d'érosion par cavitation.

1.4.3.2 Garantie sur la vitesse et la pression instantanées maxima maximorum

Les survitesses et pressions instantanées (y compris la vitesse instantanée d'emballlement) dépendent essentiellement du tracé des conduits hydrauliques (longueur de la conduite forcée, cheminée d'équilibre, etc.), de l'inertie des parties tournantes du groupe et de la loi de manoeuvre du distributeur. Elles ne peuvent donc pas être déterminées directement par un essai dynamique sur modèle qui ne reproduit ni la totalité des conduites impliquées, ni l'inertie du groupe, ni les caractéristiques du régulateur de vitesse. Néanmoins, les données obtenues lors des essais sur modèle en régime permanent, transposées au prototype, donnent des valeurs suffisantes pour calculer les phénomènes transitoires avec une précision acceptable.

1.4.3.3 Garantie de bruit et de vibrations

La détermination du bruit et des vibrations du prototype à partir d'essais sur modèle est en dehors du domaine de la présente norme. Il convient d'utiliser celle-ci uniquement comme guide pour la modélisation des sources hydrauliques de ces phénomènes (par la détermination des fluctuations de pression et autres sollicitations dynamiques).

1.4.4 Données complémentaires de fonctionnement

Des données complémentaires peuvent être obtenues à partir du modèle comme indications du fonctionnement prévisible du prototype:

- a) fluctuations de pression (voir 4.3);
- b) fluctuations de couple sur l'arbre (voir 4.4);
- c) poussée hydraulique, à la fois radiale et axiale (voir 4.5);
- d) couple hydraulique sur les directrices et sur les pales orientables de la roue, ou forces hydrauliques sur les pointeaux et les déflecteurs, dans tout le domaine de fonctionnement (voir 4.6);
- e) caractéristiques de fonctionnement dans les quatre quadrants, y compris la puissance et l'énergie hydraulique massique d'une pompe à débit nul (fonctionnement à vanne fermée), avec la roue tournant dans l'eau ou dans l'air (voir 4.7);
- f) mesures de pression différentielle en vue des essais indiciaires du prototype (voir 4.8);
- g) loi de conjugaison (came) pour le fonctionnement optimal dans le cas des machines à double réglage (relation entre les ouvertures du distributeur et des pales de roue) (voir 3.8).

Il peut aussi être spécifié de déterminer d'autres données complémentaires, comme la répartition des vitesses ou des pressions dans divers composants de la machine, etc.

Cavitation: guarantees as outlined in 1.4.2.1.5 may be required for one or more specified specific hydraulic energy, discharge or power, usually for the corresponding minimum σ_{pl} value.

1.4.3 Guarantees not verifiable by model test

There are certain guarantees that cannot be checked by model tests. Amongst them are:

1.4.3.1 Guarantees on cavitation erosion

The amount of cavitation pitting is to be guaranteed for the prototype only. Evaluation of this guarantee on the prototype shall be carried out in accordance with the recommendations of IEC 60609.

The model test may reveal some of the potential areas of cavitation erosion by visual inspection during the tests (see 2.3.3.3.6).

1.4.3.2 Guarantees on maximum momentary overspeed and maximum momentary pressure rise

Momentary overspeed (including momentary runaway speed) and pressure depend primarily upon water conduit geometry (penstock length, surge tank, etc.), the inertia of the rotating part of the unit and the operating law of the guide vanes. They can therefore not be determined directly by a dynamic test on the model which does not reproduce either the full extent of the applicable waterways, the inertia of the unit or the characteristics of the speed governor. Nevertheless, the steady-state model test data, transferred to the prototype, provide values enabling calculation of the transient phenomena with sufficient accuracy.

1.4.3.3 Guarantees covering noise and vibration

Determination of prototype noise and vibration by model tests lies outside the scope of this standard. This standard should be used only as a guide for the modelling of the hydraulic sources of these phenomena (i.e. through determination of the pressure fluctuations or other dynamic loads).

1.4.4 Additional performance data

Additional data may be obtained from the model as an indication of expected prototype operation:

- a) pressure fluctuations (see 4.3);
- b) shaft torque fluctuations (see 4.4);
- c) hydraulic thrust, both radial and axial (see 4.5);
- d) hydraulic torque on guide vanes and adjustable runner/impeller blades or hydraulic forces on needles and deflectors over the full operating range (see 4.6);
- e) characteristics in four quadrant operation including power and specific hydraulic energy at zero discharge (shut-off conditions) of a pump with impeller rotating in water or air (see 4.7);
- f) differential pressure measurements in view of prototype index tests (see 4.8);
- g) cam relationship for optimum performance in the case of double regulated machines (relation between guide vane and runner/impeller blade openings) (see 3.8).

It may also be specified to determine other additional data, such as velocity or pressure distribution in various components of the machine, etc.

2 Exécution des essais

2.1 Exigences imposées à l'installation d'essais et au modèle

2.1.1 Choix du laboratoire

Tout laboratoire satisfaisant à la présente norme quant à sa conception, sa capacité et la qualité de ses instruments de mesure peut être considéré comme acceptable. Le choix d'un laboratoire indépendant est parfois préférable, surtout lorsqu'il s'agit d'essais comparatifs avec des modèles provenant de constructeurs différents.

2.1.2 Installation d'essais

2.1.2.1 Caractéristiques générales du circuit d'essais

Le circuit d'essais doit être tel que, lorsque la cavitation apparaît dans le modèle, elle ne doit pas se produire ailleurs dans le circuit au point d'influencer le bon fonctionnement et la stabilité de l'installation ni la mesure des performances du modèle.

Les bulles d'air produites par la cavitation et entraînées dans le circuit ne doivent en aucun cas perturber les mesures, spécialement celles du débit et de la pression.

Le circuit doit être construit de telle sorte qu'il ne se produise aucune fuite ou apport d'eau entre le débitmètre et le modèle. Il convient que ceci puisse être facilement contrôlé.

2.1.2.2 Capacité de l'installation d'essais

L'installation d'essais doit être capable de respecter les dimensions minimales du modèle et de satisfaire aux conditions d'essais requises (telles que puissance, pression, énergie hydraulique massique, débit et NPSE) énoncées en 2.3.2.2.

Le fonctionnement de l'installation doit être stable et à régime constant, elle ne doit en aucun cas induire des à-coups ou des fluctuations (voir 2.3.2.3).

2.1.2.3 Qualité de l'eau

L'eau utilisée dans l'installation doit être propre, claire et exempte de toute particule en suspension ou de produits chimiques qui pourraient influencer ses propriétés fondamentales telles que sa viscosité ou sa pression de vapeur. L'installation doit, autant que possible, pouvoir être purgée de toutes bulles ou poches de gaz avant les essais.

Il convient que la teneur en gaz, dissous ou entraîné, de l'eau du stand d'essais (voir 2.3.1.6.2) puisse être mesurée lors des essais, et ceci spécialement afin d'assurer une bonne reproductibilité des essais de cavitation et de permettre des comparaisons. Cette teneur en gaz doit être mesurée aussi près que possible de l'entrée du modèle (voir 2.5.3.2).

L'expérience acquise en circuits fermés montre que l'air dissous peut produire des germes de cavitation et que la teneur en germes joue un rôle essentiel dans la cavitation à bulles¹⁾. Ces germes peuvent fortement influencer les figures de cavitation ainsi que l'allure des courbes de cavitation qui en résultent (voir 2.3.1.5, 2.3.1.6.2 et les figures 71 et 72).

Il convient que la similitude lors d'un essai de cavitation soit respectée par le choix d'une énergie hydraulique massique adéquate et/ou par l'injection de germes de cavitation.

¹⁾ Les germes de cavitation sont de petites bulles d'air ou de gaz dont le diamètre ne dépasse pas 50 µm. La cavitation à bulles se présente sous forme de bulles entraînées par l'écoulement. Elle est typique des turbines Francis en sortie d'aubage (voir [1] dans l'annexe P, Bibliographie).

2 Execution of tests

2.1 Requirements of test installation and model

2.1.1 Choice of laboratory

Any laboratory satisfying the criteria set out in this standard concerning general layout, capacity and quality of instrumentation should be deemed suitable. An independent laboratory is sometimes preferable, particularly when comparative tests are required with models from different manufacturers.

2.1.2 Test installation

2.1.2.1 General characteristics of the test circuit

The test circuit shall be such that when cavitation appears in the model, it shall not occur elsewhere to an extent whereby it affects the stability or the satisfactory operation of the installation or of the model performance measurement.

Any entrained air bubbles produced by cavitation in the model shall not affect the functioning of instrumentation, particularly the flow measuring device and the pressure measurement lines.

The circuit shall be designed in such a manner that no leakage or addition of water may occur between the flow measuring instrument and the model. This criteria should be easily verifiable.

2.1.2.2 Capacity of the test installation

The capacity of the test installation (i.e. power, pressure, specific hydraulic energy, discharge and NPSE) shall be such that the minimum values for model size and the required test conditions as listed in 2.3.2.2 can be met.

The operation shall be stable and steady without surging or fluctuating effects (see 2.3.2.3).

2.1.2.3 Condition of the water

The test water shall be clean, clear and free of any solid material in suspension and any chemical impurities which may have an influence on the water properties such as viscosity and vapour pressure. Free gas and air bubbles should be removed as far as possible before testing.

The gas content (see 2.3.1.6.2), including both entrained and dissolved gas, of the water used in the test rig, should be recorded for the test, especially with respect to repeatability of cavitation test results and for comparison purposes. It shall be measured at the inlet, close to the model (see 2.5.3.2).

Experience in closed circuits indicates that dissolved air may produce nuclei in the water and the nuclei content plays a major role in travelling cavitation¹⁾. It may strongly influence the cavitation pattern and the resulting cavitation characteristics (see 2.3.1.5, 2.3.1.6.2 and figures 71 and 72).

Cavitation similitude should be respected by performing the test using an appropriate specific hydraulic energy or/and nuclei injection.

¹⁾ Nuclei are small air or gas bubbles with diameter less than 50 µm. Travelling cavitation has the aspect of bubbles moving with the flow. Travelling cavitation is typical at the outlet of Francis turbines (see [1], annex P, Bibliography).

Il est recommandé que la température de l'eau ne dépasse pas 35 °C et ne varie pas de façon significative durant les essais (par exemple 5 °C par jour). Il est souhaitable d'éviter une trop grande différence entre la température de l'eau du stand d'essais et celle de l'air ambiant au voisinage des instruments, car ceci pourrait nuire à l'exactitude des mesures.

2.1.2.4 Conditions d'écoulement données par l'installation

A l'entrée du modèle, l'installation doit garantir des conditions hydrauliques favorables, exemptes de tourbillons, de turbulence excessive et d'instabilité.

A la sortie, l'écoulement ne doit pas être influencé par des éléments résultant de la conception ou de la réalisation de l'installation.

2.1.2.5 Instruments de mesure

Les instruments de mesure utilisés pour déterminer les principaux paramètres doivent satisfaire aux conditions posées par la présente norme.

La traçabilité de chaque instrument de mesure par rapport à un étalon national ou international reconnu doit être assurée. Il est recommandé que tous les instruments de mesure soient étalonnés sur place, spécialement les débitmètres et les couplemètres.

Il convient que tous les instruments de mesure permettent une lecture directe indépendante du système d'acquisition des données, afin de faciliter les vérifications.

2.1.3 Exigences concernant le modèle

Le modèle doit satisfaire aux exigences suivantes:

2.1.3.1 Taille du modèle

La taille minimale d'un modèle est définie en 2.3.2.2.

Normalement, les modèles doivent être le plus grand possible, mais jamais plus petits que les valeurs spécifiées. Il est recommandé d'utiliser le même modèle pour vérifier les garanties de performances hydrauliques principales ainsi que l'influence de la cavitation (voir 1.4.2). Lors d'essais comparatifs, les modèles doivent être de taille identique.

2.1.3.2 Conception et construction d'un modèle

La conception et la réalisation du modèle doivent être telles qu'il puisse satisfaire à toutes les exigences des essais demandés. Les points suivants doivent être scrupuleusement examinés:

- la conception et le choix des matériaux devront tenir compte de la hauteur de chute choisie pour les essais afin de minimiser les déformations du modèle;
- les éléments mobiles servant à modifier la géométrie de la machine (pales de roue, aubes du distributeur, injecteurs) doivent être capables de maintenir et de répéter une position donnée;
- le système de paliers, l'arbre de la machine et toutes les parties fixes doivent être suffisamment rigides pour éviter en fonctionnement normal tout frottement de la roue dans les labyrinthes. Des jeux à la périphérie des aubes ou dans les labyrinthes inférieurs à 0,15 mm ne sont pas recommandés, pour des raisons mécaniques;
- il est recommandé de rendre toutes les surfaces mouillées hydrauliquement lisses;
- outre les prescriptions générales concernant l'état des surfaces, il convient de donner un soin tout particulier au raccordement des joints de façon à éviter tout décollement de l'écoulement;
- il convient de choisir les matériaux de façon à éviter tous problèmes d'oxydation et de corrosion électrochimique et de garder les surfaces mouillées en bon état durant tout le temps des essais;

The water temperature should in principle not exceed 35 °C and should not vary significantly during the tests (e.g. 5 °C per day). Large differences between the water temperature and the ambient temperature of instruments should be avoided, as they could influence the accuracy of the measurements.

2.1.2.4 Flow conditions given by the installation

At the model inlet, the test installation shall ensure favourable hydraulic conditions free from vortices, undue turbulence and unsteadiness.

At the model outlet, the flow pattern shall not be influenced by the layout or construction of the test facility.

2.1.2.5 Measuring instruments

The measuring equipment used to determine the main parameters shall satisfy the specified conditions of this standard.

The traceability of each instrument to a recognized national or international standard shall be ensured. All instruments should be calibrated *in situ*, especially discharge and torque measuring instruments.

The measuring instruments should be such that a direct reading, independent of the data acquisition system, is possible in order to permit an easy verification.

2.1.3 Model requirements

The model shall meet the following conditions:

2.1.3.1 Model size

The minimum values for model size are prescribed in 2.3.2.2.

Normally, models shall be as large as practical but never less than the values stated. The same model should be used for all tests related to main hydraulic performance guarantees and influence of cavitation (see 1.4.2). Comparative model tests shall be performed with models of the same size.

2.1.3.2 Layout and mechanical design of the model

The layout and mechanical design of the model shall comply with the specified items of testing. The following points shall be carefully considered:

- deformations due to loading under the chosen test head shall be minimized by appropriate design and choice of material;
- elements used to vary machine geometry (runner/impeller blades, guide vanes, nozzles) shall be capable of repeating and maintaining a set position;
- bearing system, shaft and stationary parts shall have sufficient rigidity to avoid contact in the labyrinth during normal operation. Blade tip and seal labyrinth clearances of less than 0,15 mm are not recommended for mechanical reasons;
- hydraulically smooth surfaces of the water passages are recommended;
- in addition to general requirements for surface conditions, great care should be given to the proper matching of joints in order to avoid any local flow separation;
- materials should be chosen to avoid oxidation and electrochemical corrosion. The water passage surfaces should remain in good condition for the test duration;

- des dispositions doivent être prises pour faciliter le nettoyage et la réparation des conduits hydrauliques;
- il est recommandé d'aménager un cône transparent ou une fenêtre pour observer l'écoulement dans la roue et dans la partie adjacente de l'aspirateur (à l'étage basse pression d'une machine multiétage);
- lors d'un essai comparatif entre deux machines dont les joints d'arbre et les paliers font partie du modèle (par exemple machines multiétages), ceux-ci devront être de conception identique;
- lors d'un essai comparatif avec le même modèle, mais avec des roues différentes, les jeux aux labyrinthes doivent être identiques pour toutes les roues;
- lorsque des grandeurs complémentaires doivent être mesurées (telles que les fluctuations de pression, le couple sur les directrices ou la répartition des vitesses) le modèle doit permettre d'installer et de contrôler facilement les systèmes de mesure nécessaires;
- s'il existe des éléments non homologues (par exemple des différences dans l'épaisseur du plafond ou de la ceinture de roue, dans la conception du joint, etc.), un accord mutuel doit entériner la méthode analytique à suivre pour en tenir compte.

2.1.3.3 Limites du modèle

L'emplacement des sections de référence ainsi que les limites du passage hydraulique de l'entrée à la sortie du modèle (au minimum le tronçon compris entre les sections de référence haute et basse pression) doivent être clairement définis par le contrat (voir figure 1 et, comme exemple, figure 44).

Toutes les parties du passage hydraulique qui pourraient influencer les caractéristiques du prototype, par exemple les conditions géométriques d'entrée et de sortie, doivent être autant que possible incluses dans le modèle.

Spécialement dans le cas des turbines à faible énergie hydraulique massique, il est recommandé d'étendre les limites du modèle de l'entrée du prototype à la sortie de l'aspirateur.

Les rainures des vannes batardeaux amont et aval ne font pas partie du modèle, à moins qu'elles ne soient disposées entre les sections de référence ou de mesure. Leur influence sur le comportement hydraulique de la machine peut être contrôlée lors d'essais complémentaires aux essais de réception.

2.1.3.4 Similitude géométrique entre modèle et prototype

2.1.3.4.1 Conditions générales

La condition fondamentale pour pouvoir déterminer les performances d'un prototype à partir des essais sur modèle réduit est la similitude géométrique entre modèle et prototype. Il est donc nécessaire de comparer les dimensions correspondantes des deux machines ainsi que le fini de surface de toutes les parties en contact avec l'écoulement.

La similitude géométrique entre le modèle et le prototype doit être contrôlée conformément à 2.2.

Sauf spécification particulière, le modèle doit être en similitude géométrique avec le prototype pour toutes les parties mouillées dans les limites définies en 2.1.3.3. Cela inclut tous les détails qui pourraient avoir une influence mesurable sur les performances de la machine. Cependant, dans des cas particuliers où on ne peut éviter des écarts mineurs par rapport à la similitude, il faut qu'un accord décide si les résultats doivent ou non être corrigés.

Lorsque l'essai de réception sur modèle est suivi d'un essai de réception sur prototype, les sections de mesure doivent être autant que possible aux mêmes emplacements.

Lors d'un essai comparatif, tous les modèles doivent tourner dans le même sens.

- provision shall be made for easy cleaning or repairing of water passages;
- a transparent cone or windows should be provided for observation of the flow in the runner/impeller and in the adjacent portion of the draft tube (at the low pressure stage in case of a multistage machine);
- wherever shaft seals and shaft bearings are required to be a part of the model (e.g. multistage machines) when comparative model tests are performed, these parts are to be of identical design;
- for comparative tests of the same model, but with different impeller/runner, provisions shall be made that all runners/impellers can be tested with the same clearances;
- where additional data have to be measured (such as pressure fluctuations, guide vane torque, velocity distribution) the model shall permit easy installation and checks of the corresponding measuring equipment;
- if any non-homology exists (e.g. differences in runner band/crown thickness, seal design, etc.), any analytical procedures adopted to account for these differences shall be mutually agreed.

2.1.3.3 Extent of model

The position of reference sections and the extent of the water passages from inlet to outlet to be included in the model (at least the part between the high pressure and low pressure reference sections) shall be clearly defined in the contract (see figure 1 and as an example figure 44).

All the water passages influencing the performance of the prototype, i.e. inflow and outflow conditions, should as far as possible be included in the model.

Especially for low specific hydraulic energy turbines, it is recommended that the model extends from the prototype inlet to the outlet section of the draft tube.

Upstream or downstream gate slots are not required, unless they are located between the measuring or reference sections of the machine. Information on the influence of these parts on the hydraulic behaviour of the machine may be obtained from tests in addition to the model acceptance tests.

2.1.3.4 Geometric similarity of model and prototype

2.1.3.4.1 General requirements

A basic requirement for determining prototype performance from model tests is to have geometrical similarity (homology) between model and prototype. Therefore it is necessary to compare on both machines the geometrical dimensions and the surface finish of all components in contact with the flow.

The geometric similarity between model and prototype is to be checked in accordance with 2.2.

Unless otherwise specified, the model shall be geometrically similar (homologous) to the prototype in all wetted parts within the limits defined in 2.1.3.3. This also includes details that may have a measurable influence on the performance. However, in particular cases where some minor deviations from the similarity cannot be avoided, an agreement shall be reached whether the results are to be corrected or not.

In the case of acceptance tests on both model and prototype, the same measuring sections should be used if possible.

For comparative model tests, all models shall rotate in the same direction.

2.1.3.4.2 Machines multiétages

Normalement, il est recommandé que les essais sur modèle réduit se fassent avec le même nombre d'étages que celui du prototype.

Pour un prototype ayant quatre étages ou plus, dans certain cas exceptionnels, le modèle peut comporter un nombre réduit d'étages, par exemple, un modèle à trois étages pour un prototype à quatre étages.

2.1.3.4.3 Joints labyrinthes et dispositifs d'équilibrage

Pour des raisons mécaniques, il n'est quelquefois pas possible ou souhaitable (spécialement pour des modèles à grande échelle) que les jeux des joints d'arbre et de roue et les systèmes d'équilibrage de la poussée axiale soient en similitude géométrique ou hydrauliquement équivalents entre le modèle et le prototype. Dans ces cas, les pertes aux labyrinthes et le coefficient de poussée axiale seront différents entre le modèle et le prototype. Cette différence doit ou bien être négligeable, ou bien être soigneusement estimée de façon que le rendement hydraulique et la poussée axiale du prototype puissent être calculés.

Il est recommandé d'établir un accord avant le début des essais sur la manière de contrôler et de mesurer le débit de fuite q' (voir figure 6) et sur l'opportunité d'en tenir compte ou pas dans la détermination des performances de la machine.

2.2 Contrôle dimensionnel du modèle et du prototype

2.2.1 Généralités

Comme mentionné en 2.1.3.4, la similitude géométrique entre le modèle et le prototype doit être vérifiée. La procédure de contrôle ainsi que les tolérances admissibles sont décrites ci-dessous.

Celle-ci s'applique même dans le cas où le modèle est construit sur la base d'une machine existante et où le prototype est de ce fait le point de départ du procédé.

2.2.1.1 Explication des termes utilisés pour le modèle et le prototype

a) valeur individuelle

Elle résulte

- de la mesure de la **même** dimension du **même** composant prise à **différents** endroits (par exemple le diamètre de référence de la roue)

ou

- de la mesure de la **même** dimension de **différents composants** d'une série, prise au **même** endroit (par exemple l'épaisseur maximale des directrices).

b) valeur moyenne

Elle résulte de la moyenne arithmétique calculée à partir de plusieurs mesures individuelles.

c) valeur théorique

C'est la valeur de construction indiquée sur un plan. Les dimensions correspondantes du modèle et du prototype L_M et L_P sont liées par le rapport d'échelle de longueur λ_L (voir 1.3.3.2.9).

2.2.1.2 But du contrôle dimensionnel

Le contrôle dimensionnel sert à:

- a) s'assurer des dimensions principales du modèle et du prototype;

2.1.3.4.2 Multistage machines

Normally the model test should be performed with the same number of stages as the prototype.

For a prototype with four or more stages, in exceptional cases, the model may be tested with a reduced number of stages, for instance a three-stage model for a four-stage prototype.

2.1.3.4.3 Labyrinth seals and thrust balancing provisions

For mechanical reasons, it may not be possible or desirable (especially for large scale ratios) for the shaft and runner/impeller seal clearances and the thrust balancing provision to be either geometrically similar or hydraulically equivalent between the model and the prototype. In such cases, seal leakage losses and thrust coefficient will differ between model and prototype. The differences shall either be negligible or be accurately estimated so that the hydraulic efficiency and the thrust of the prototype can be computed.

An agreement should be reached before the tests concerning the monitoring and measuring of leakage flow rate q' (see figure 6) and whether or not it should be taken into account in determining machine performance.

2.2 Dimensional check of model and prototype

2.2.1 General

As stated in 2.1.3.4, the geometrical similarity between model and prototype shall be checked. The checking procedure and admissible tolerances are described below.

This applies even in the case where the model is manufactured according to an existing machine and hence the prototype is the starting point of the process.

2.2.1.1 Explanation of terms used for model and prototype

a) individual value

The value resulting from:

- the measurement of the **same** dimension of the **same** component taken at **different** locations (e.g. reference diameter of a runner/impeller);

or:

- the measurement of the **same** dimension of **different recurrent** components taken at the **same** location (e.g. maximum thickness of guide vanes).

b) average value

The value is the arithmetical mean value calculated from several individual values.

c) theoretical value

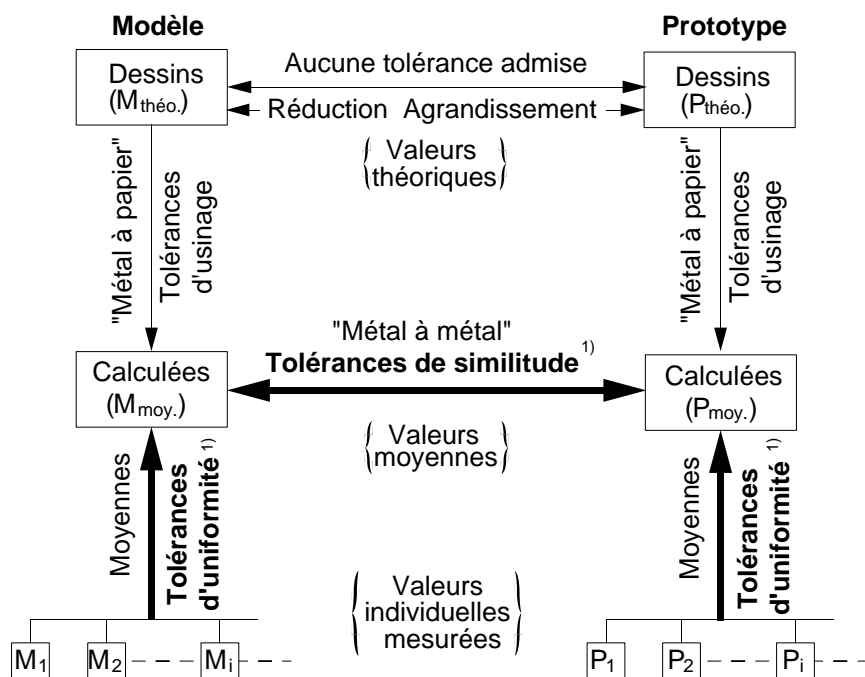
The design value indicated on a drawing. Corresponding model and prototype dimensions L_M and L_P are linked by the scale length ratio λ_L (see 1.3.3.2.9).

2.2.1.2 Purpose of dimensional checks

Dimensional checking:

- a) ascertains the main dimensions of model and prototype;

- b) contrôler l'uniformité des séries de composants du modèle ou du prototype, c'est-à-dire comparer les écarts relatifs entre les valeurs individuelles et la valeur moyenne correspondante. Les écarts maximaux autorisés sont indiqués dans les colonnes «Tolérances d'uniformité» de 2.2.2.1.7 et 2.2.2.2.5;
- c) contrôler la similitude géométrique entre le prototype et le modèle, c'est-à-dire comparer l'écart relatif entre les valeurs moyennes du prototype et les valeurs moyennes du modèle transposées par λ_L . Les écarts maximaux autorisés sont indiqués dans les colonnes «Tolérance de similitude» de 2.2.2.1.7 et 2.2.2.2.5.



1) Les valeurs numériques des tolérances de similitude et des tolérances d'uniformité sont indiquées en 2.2.2.1.7 et 2.2.2.2.5.

Figure 8 – Procédure pour le contrôle dimensionnel, la comparaison des résultats et l'application des tolérances au modèle et au prototype

2.2.1.3 Procédure

La figure 8 schématise l'application des tolérances géométriques définies dans la présente norme aux valeurs individuelles et aux valeurs moyennes du modèle et du prototype.

a) Contrôle d'uniformité des composants du modèle et du prototype

En comparant les mesures individuelles avec les valeurs moyennes correspondantes, il est possible de déterminer si l'uniformité requise a été atteinte.

Si les conditions d'uniformité ne sont pas remplies, un accord doit déterminer quels composants doivent être modifiés ou usinés à nouveau.

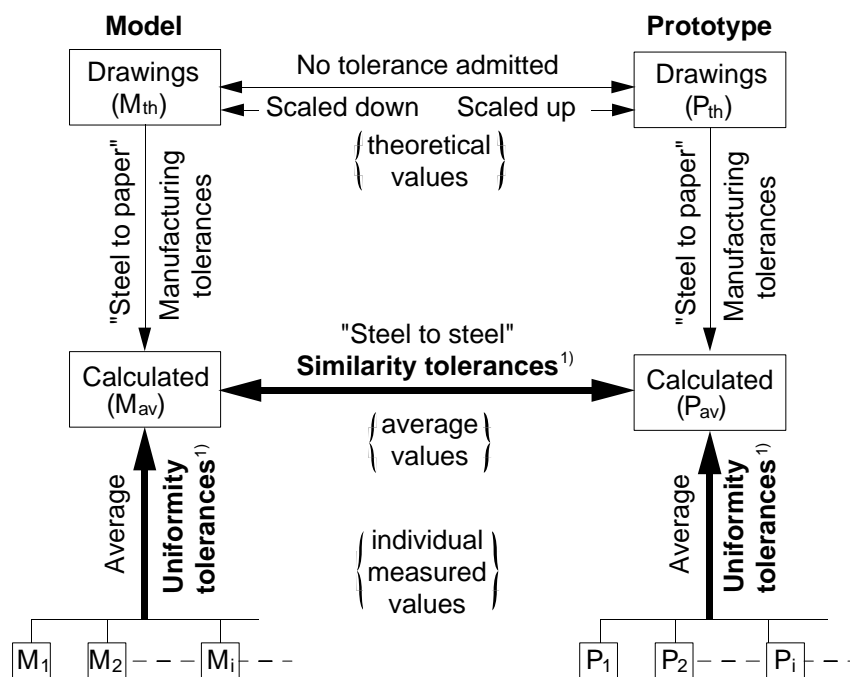
Dans le cas où la différence entre la valeur moyenne et la valeur théorique sort de la tolérance d'uniformité, il doit être décidé si la valeur théorique ou la géométrie des composants doit être corrigée.

Dans le cas d'un contrôle partiel, c'est-à-dire lorsque tous les éléments d'une série ne sont pas contrôlés, il peut être convenu que les valeurs individuelles soient directement comparées à la valeur théorique.

b) Contrôle de la similitude géométrique entre le prototype et le modèle.

En comparant la valeur moyenne du modèle avec la valeur du prototype correspondante, et en tenant compte des tolérances de similitude définies par la présente norme, on peut déterminer si la similitude géométrique est respectée. S'il en est ainsi convenu, la valeur théorique correspondante peut être substituée à la valeur moyenne.

- b) checks the uniformity of model and prototype in their recurrent components, i.e. compares the relative deviation between the individual values and the corresponding average value. The permissible maximum deviations are given in the "uniformity tolerance" columns of 2.2.2.1.7 and 2.2.2.2.5;
- c) checks the geometrical similarity between prototype and model, i.e. compares the relative deviation between the average prototype value and the corresponding average model value scaled up by λ_L . The permissible maximum deviations are given in the "similarity tolerance" columns of 2.2.2.1.7 and 2.2.2.2.5.



1) Numerical values of similarity tolerances and uniformity tolerances are given in 2.2.2.1.7 and 2.2.2.2.5.

Figure 8 – Procedure for dimensional checks, comparison of results and application of tolerances for model and prototype

2.2.1.3 Procedure

Figure 8 illustrates schematically the application of the geometrical tolerances given by this standard, on individual and average values of model and prototype.

a) Checking the uniformity of model and prototype components

By comparing the measurement of individual values with the corresponding average value, it is possible to determine if the uniformity requirement has been met.

If the uniformity requirement is not fulfilled, agreement shall be reached on what components are to be corrected or remanufactured.

In the case where the difference between the average value and the theoretical value is outside the uniformity tolerance, it shall be agreed whether the theoretical value or the geometry of the component shall be corrected.

Where spot-checks are performed, i.e. when not all recurrent components or dimensions are checked, it may be agreed that the individual values are compared directly with the theoretical value.

b) Checking the geometric similarity between prototype and model

By comparing the corresponding average values of model and prototype and considering the similarity tolerances as given by this standard, it can be determined whether the geometric similarity requirement has been met. If agreed, the corresponding theoretical values may be substituted for the average values.

Si l'écart dépasse les tolérances, on doit prévoir une étape supplémentaire pouvant comprendre un nouvel essai avec un modèle corrigé.

Pour certaines dimensions (par exemple les dimensions globales) qui sont difficiles à mesurer sur le modèle et/ou sur le prototype, il peut être convenu de comparer les valeurs théoriques à la place des valeurs moyennes du modèle et/ou du prototype, à condition que la somme des tolérances d'usinage et de montage soit inférieure à la tolérance de similitude.

2.2.1.4 Application à différents types de machines

Pour les turbines, les tolérances dimensionnelles sont énumérées ci-dessous pour les turbines Francis, Kaplan et Pelton.

Les tolérances des turbines Francis s'appliquent aussi aux machines à écoulement diagonal à pales fixes.

Les tolérances des turbines Kaplan s'appliquent aussi aux machines à écoulement diagonal à pales ajustables (turbines Deriaz), et aux machines axiales à pales fixes ou ajustables (turbines hélices, tubulaires, etc.).

Les tolérances des turbines Pelton peuvent être adaptées aux turbines à action à jet incliné.

Pour les pompes et les pompes-turbines, les tolérances dimensionnelles sont définies pour les machines centrifuges, hélico-centrifuges et axiales.

2.2.1.5 Méthodes utilisées

Plusieurs méthodes peuvent convenir pour mesurer le profil des aubes des roues, des directrices et des avant-directrices: par exemple les machines à mesurer en coordonnées tridimensionnelles, les systèmes de mesure optique, les gabarits, etc.

Pour vérifier la similitude des profils hydrauliques à l'aide de machines à mesurer en coordonnées tridimensionnelles ou de systèmes optiques, on peut procéder soit en mesurant des points le long de courbes, soit en mesurant des points sur toute la surface:

- les courbes sont essentiellement équivalentes à des gabarits mécaniques; leur emploi et leur interprétation sont analogues à la pratique habituelle à partir de gabarits mécaniques;
- les surfaces sont représentées par un nombre de points de mesure suffisant pour définir le profil complet et placés soit dans des positions géométriquement semblables sur le prototype et sur le modèle, soit au hasard. On doit disposer d'algorithmes de calcul pour ajuster la «surface» de façon à minimiser l'écart mesuré résultant pour l'ensemble de la surface. Un tel ajustement est cependant limité par les tolérances admissibles indiquées en 2.2.2.1.7 et 2.2.2.2.5.

En fonction des méthodes d'usinage et de mesure de l'aubage de la roue, le constructeur est tenu de proposer la méthode la plus appropriée en accord avec l'acheteur afin de prouver la similitude géométrique entre le prototype et le modèle.

Les figures 9 à 19 donnent des exemples définissant l'emplacement et l'étendue des contrôles géométriques.

Dans certains cas, il n'est pas possible de mesurer directement les dimensions concernées, par exemple si un point d'intersection est recouvert par un congé; il faut alors définir d'un commun accord où la mesure doit être faite.

Afin de protéger la confidentialité du tracé hydraulique du constructeur, celui-ci est autorisé à indiquer uniquement les différences entre le profil mesuré et le profil théorique à la place des véritables valeurs des coordonnées du profil. A usage de contrôle, les valeurs mesurées absolues du profil sont à disposition chez le constructeur.

If the deviations are greater than the similarity tolerances, further steps shall be agreed which could include a new test with the corrected model.

For some dimensions (e.g. overall dimensions) which are difficult to measure on the model and/or prototype, it may be agreed that, instead of average values of model and/or prototype, theoretical values can be used for comparison, provided that the sum of manufacturing and installation tolerances is less than the similarity tolerance.

2.2.1.4 Application for different types of machines

For turbines, dimensional tolerances are listed for Francis, Kaplan and Pelton turbines.

The tolerances for Francis turbines apply also to diagonal flow machines with fixed blades.

The tolerances for Kaplan turbines apply also to diagonal flow machines with adjustable blades (Deriaz turbines), and to axial flow machines with fixed or adjustable blades (propeller, tubular, etc.).

The tolerances for Pelton turbines can be adapted to inclined jet impulse turbines.

For pumps and pump-turbines, dimensional tolerances are given for centrifugal, mixed flow and axial machines.

2.2.1.5 Methods

To measure the shape of runner/impeller blades, guide vanes and stay vanes, several methods are suitable, including three dimensional co-ordinate measuring machines, optical measuring systems, templates, etc.

The inspection for homology of the hydraulic profiles using three dimensional co-ordinate measuring machines or optical systems can be made either by measuring points along curves or by measuring points on the surface:

- curves are essentially the equivalent of mechanical templates and their use and interpretation are similar to the currently prevailing practice using mechanical templates;
- surfaces are represented by a number of measuring points sufficient to define the complete profile positioned either in geometrically similar locations on the prototype and the model or at random. Computer algorithms must be available to adjust the "surface" so that the resulting measured "error" is minimized for the total surface. Such adjustment is however limited by the permissible tolerances shown in 2.2.2.1.7 and 2.2.2.2.5.

Considering the manufacturing and measuring methods of the runner/impeller, the manufacturer shall propose the most appropriate method in agreement with the customer to demonstrate the geometric similarity between prototype and model.

Figures 9 to 19 give examples showing schematically the location and extent of the geometric checking.

In some cases it is not possible to measure the relevant dimension directly, e.g. if a point of intersection is covered by a fillet. In such cases the measurement shall be made in an agreed location.

In order to protect the confidentiality of the manufacturer's hydraulic design, the manufacturer need only submit the differences between the measured and the theoretical profile and not the actual values of the co-ordinates of the profile. For checking purposes, the measured absolute values of profiles are available from the manufacturer.

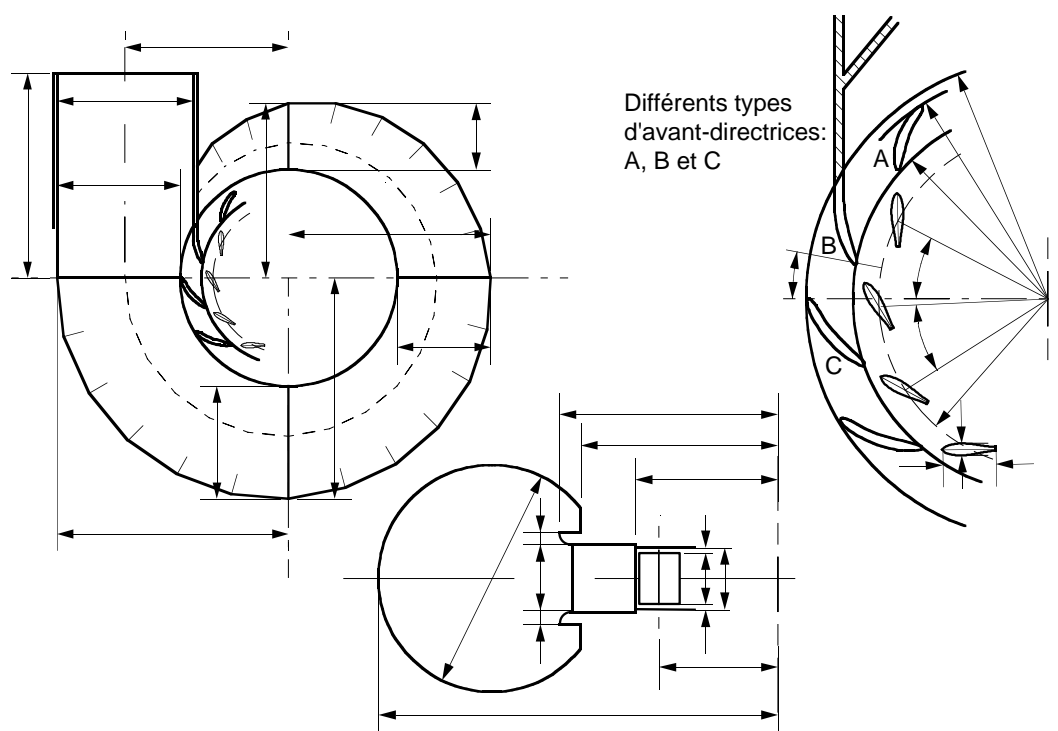


Figure 9 – Exemple des dimensions à contrôler sur une bache spirale et un distributeur

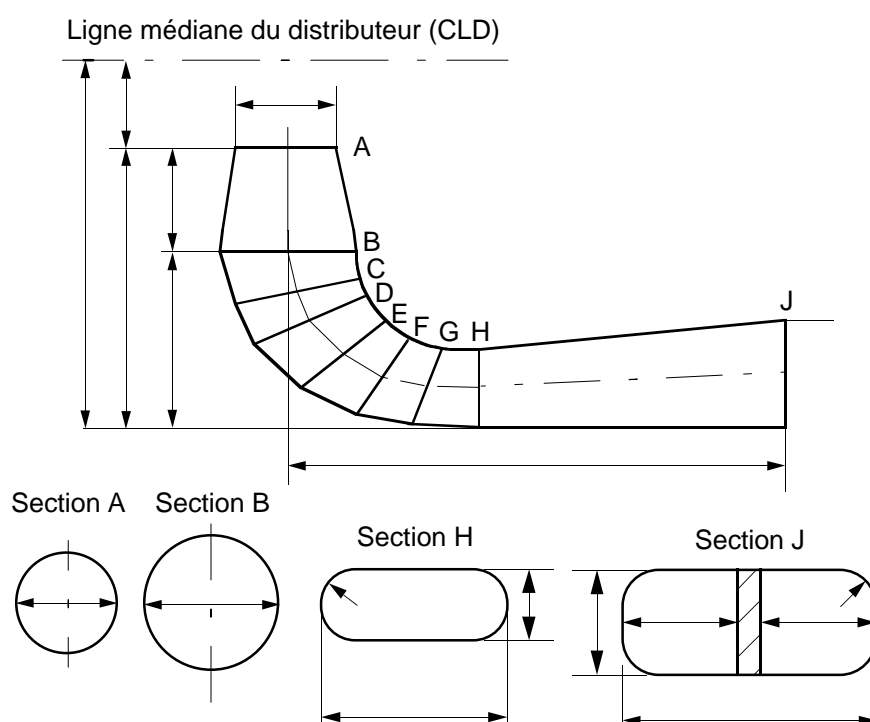


Figure 10 – Exemple des dimensions à contrôler sur un aspirateur

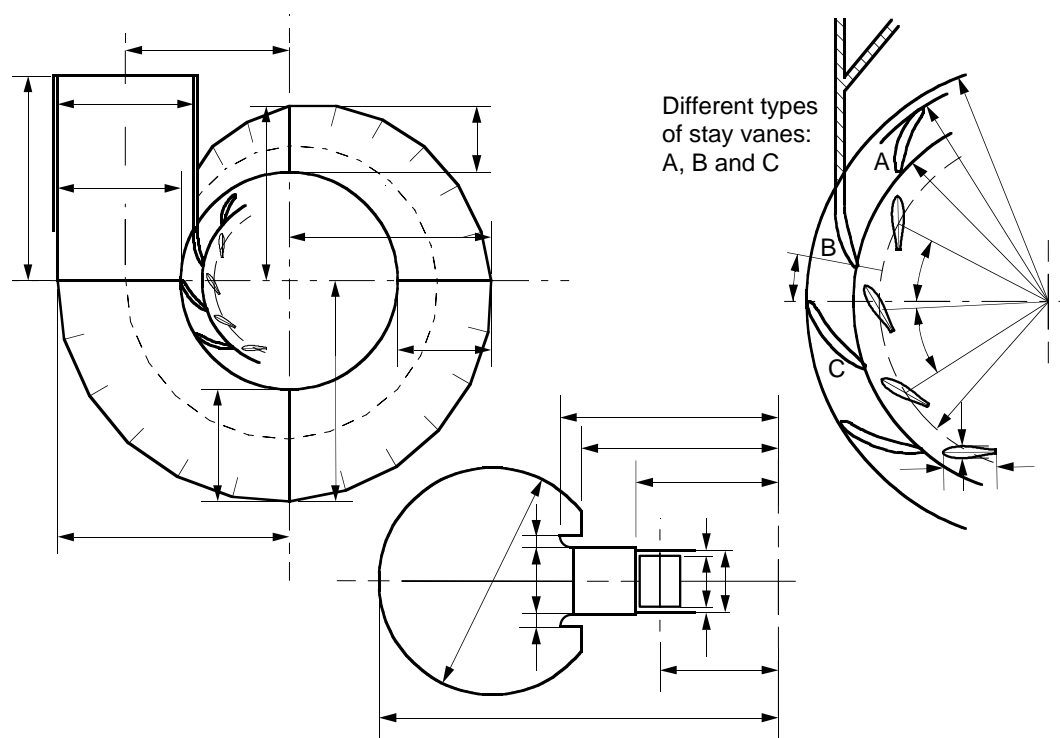


Figure 9 – Example of spiral case and distributor dimensions to be checked

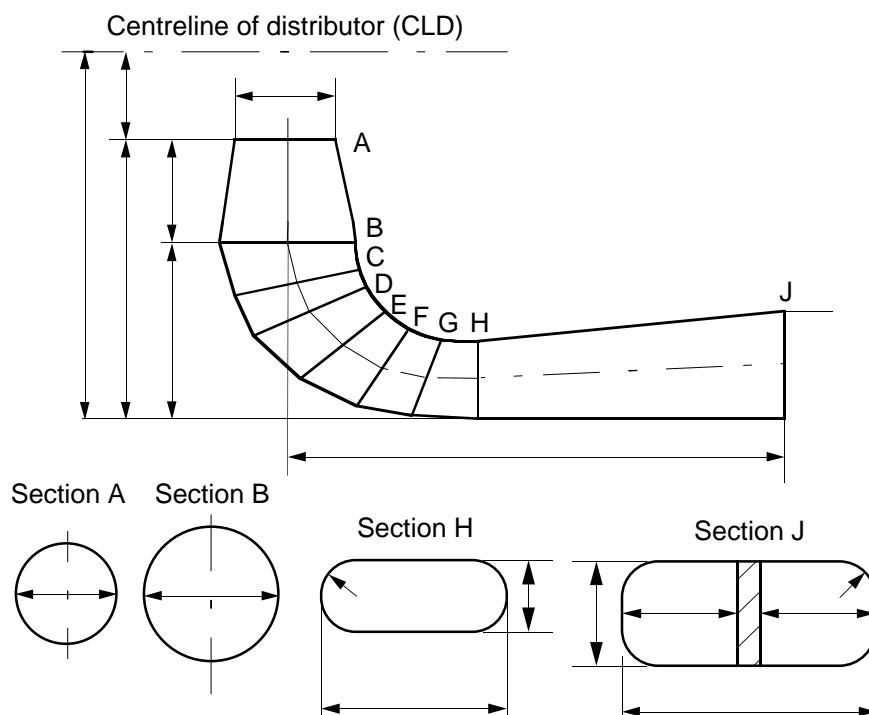


Figure 10 – Example of draft tube dimensions to be checked

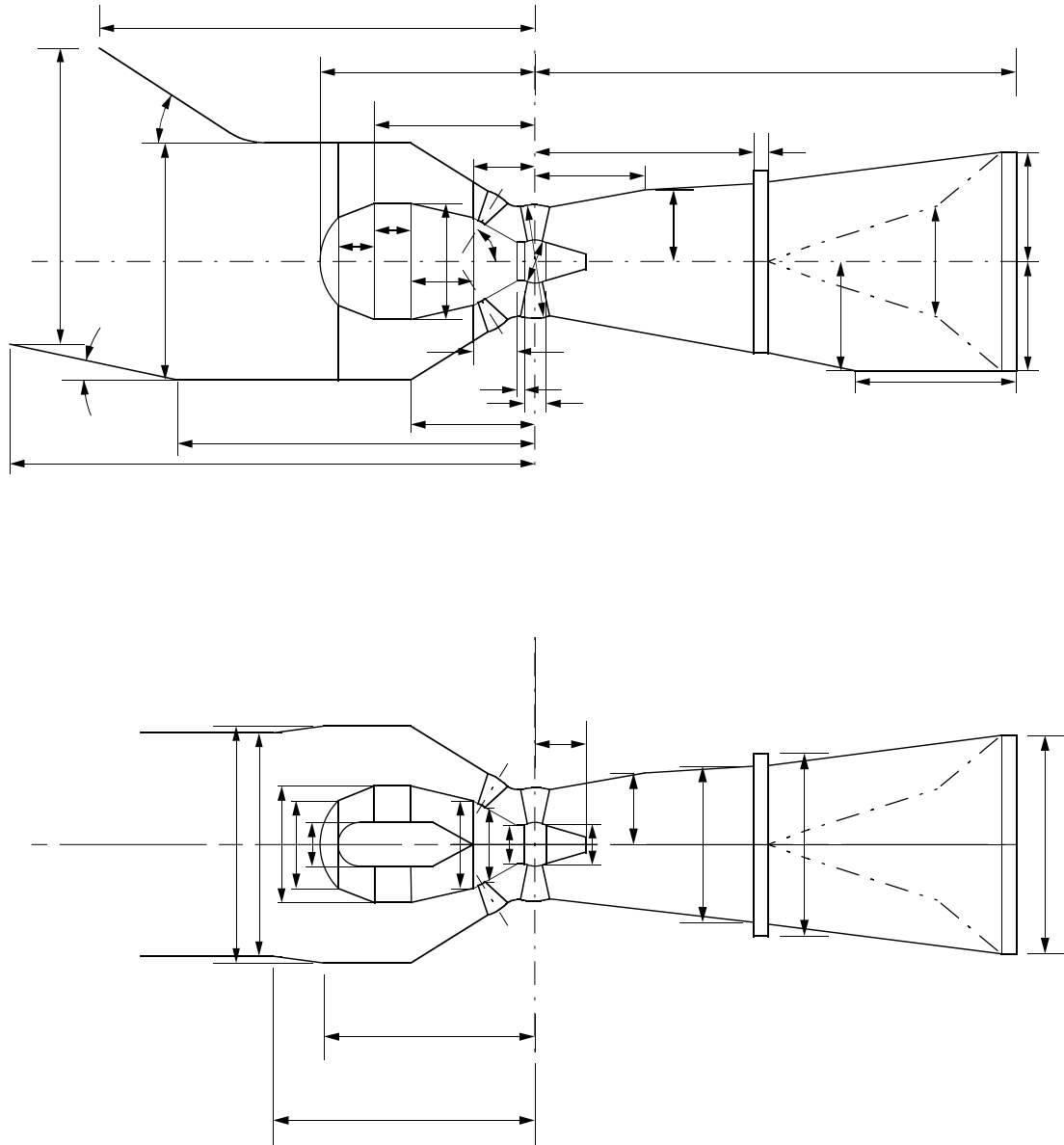


Figure 11 – Exemple des dimensions à contrôler sur un groupe bulbe

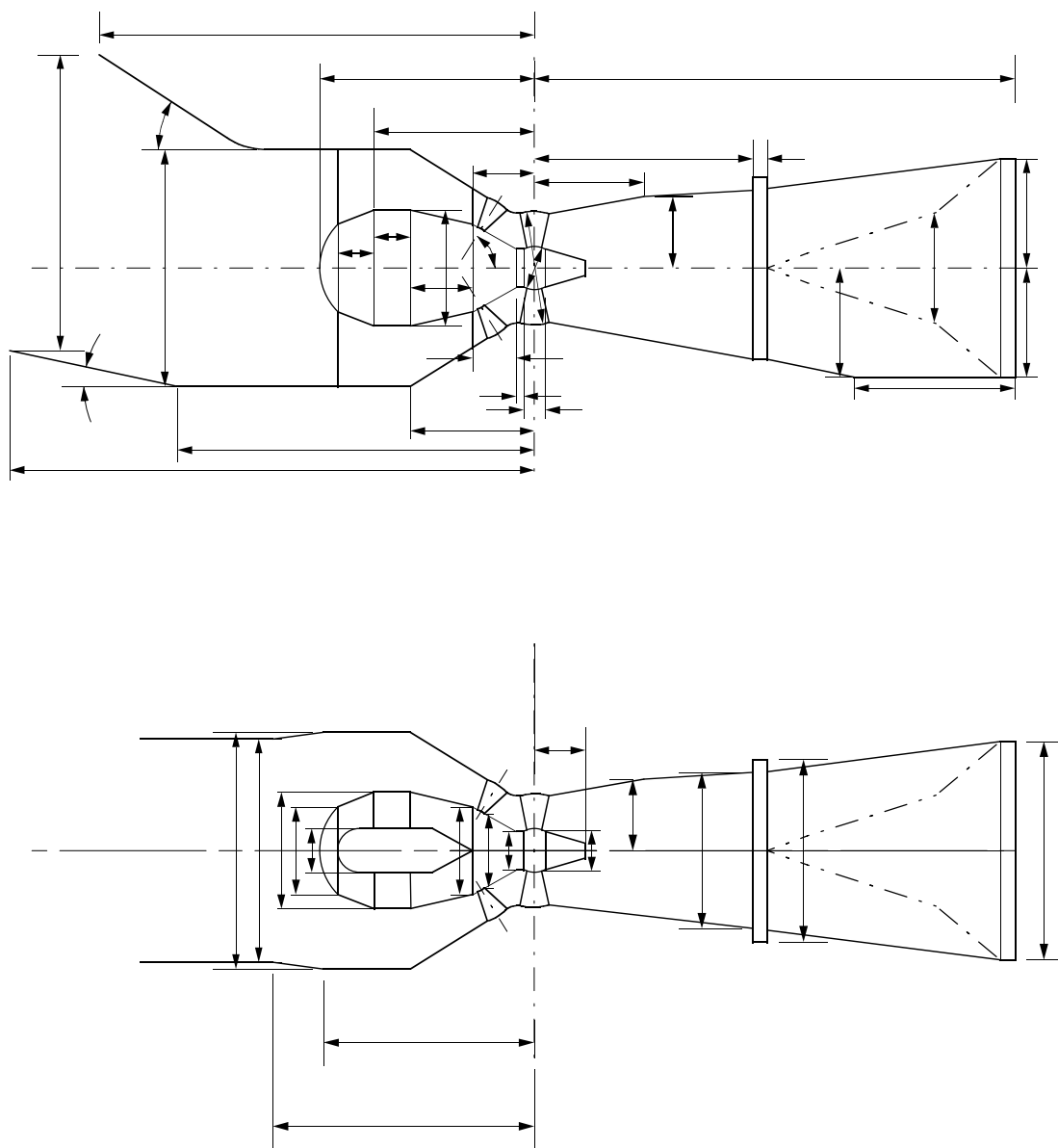


Figure 11 – Example of the dimensions to be checked on a bulb unit

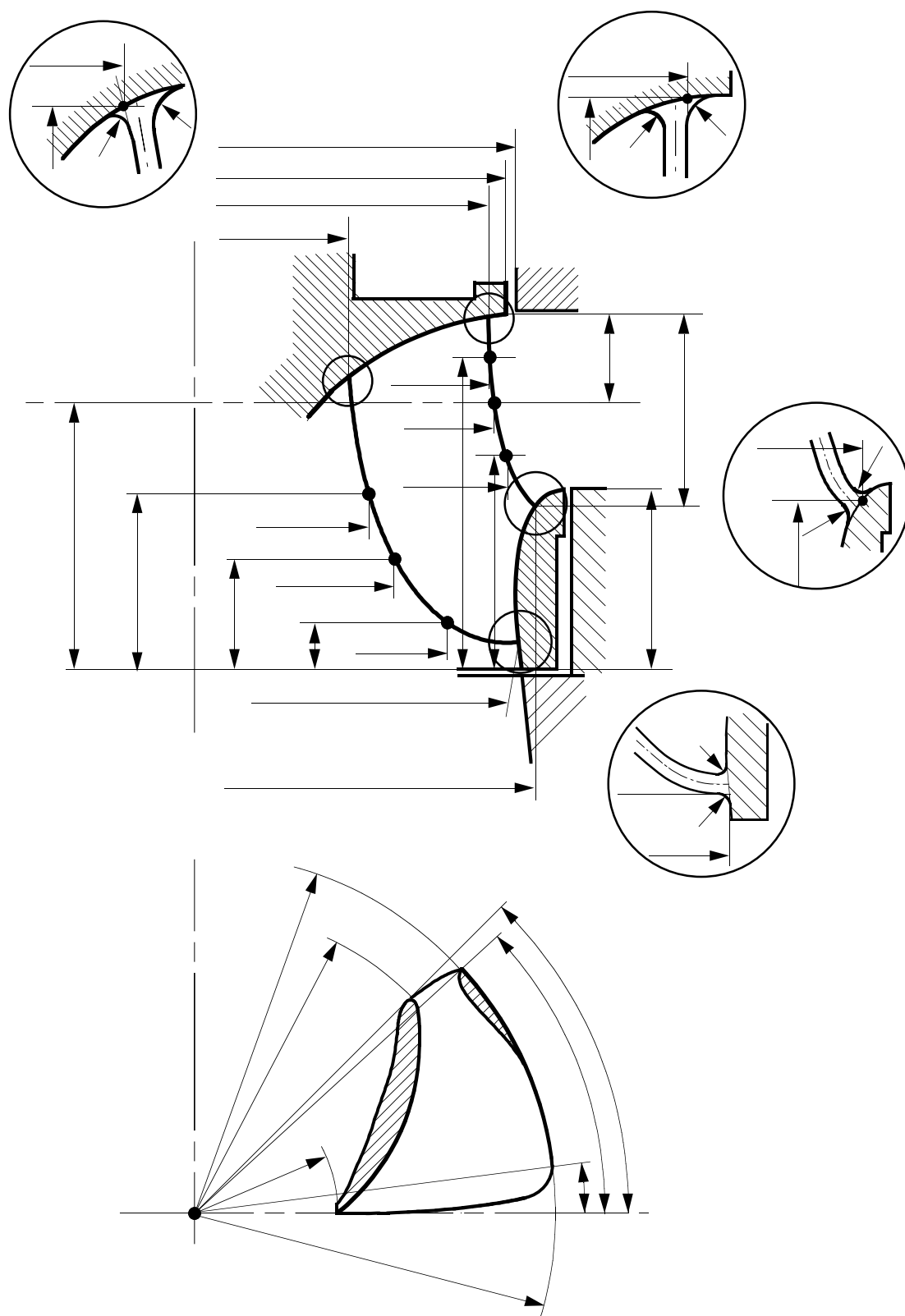


Figure 12 – Exemple des dimensions à contrôler sur la roue d'une machine radiale

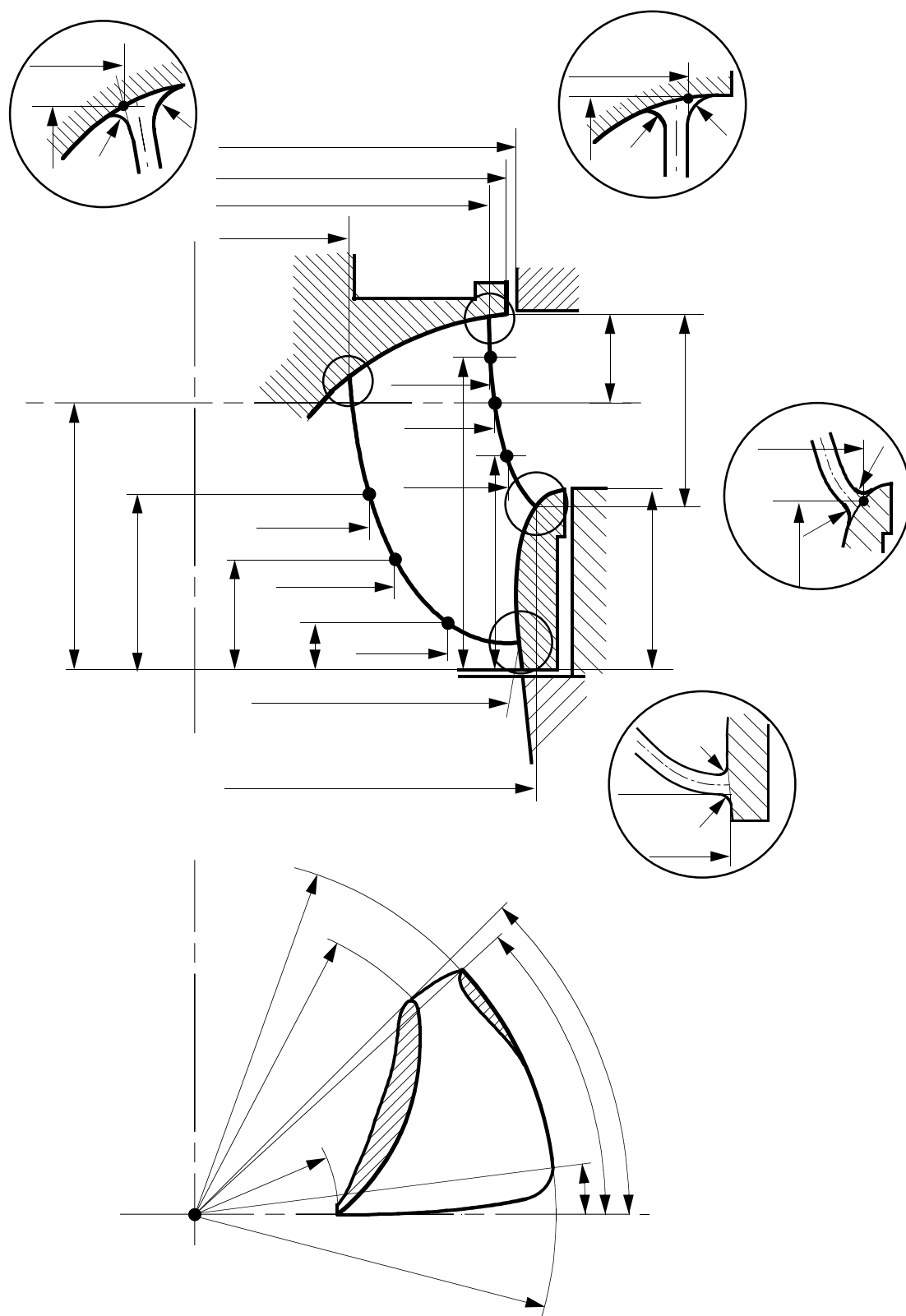
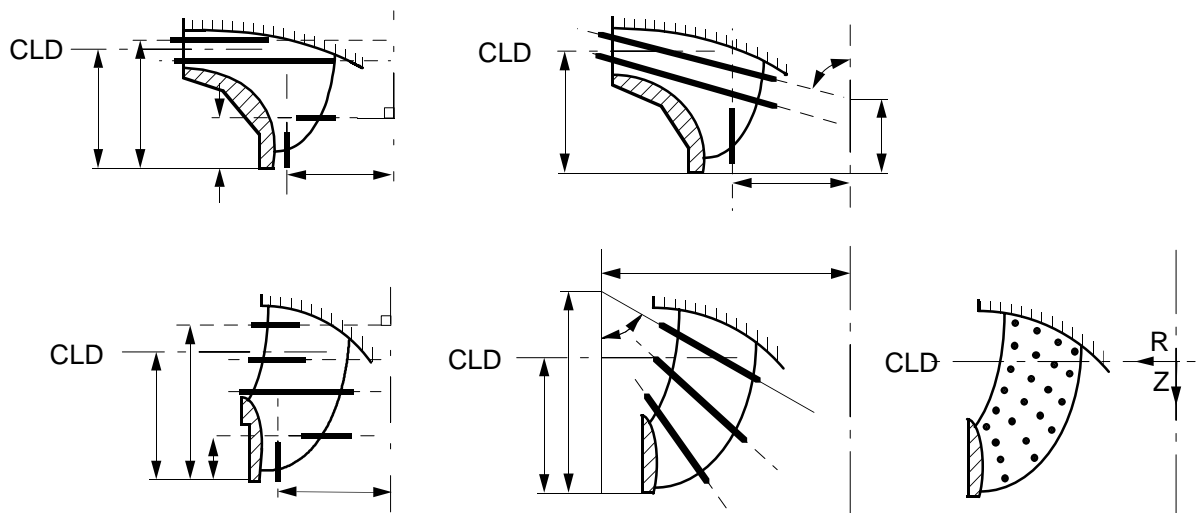


Figure 12 – Example of the dimensions to be checked on the runner/impeller of a radial flow machine



(CLD: Ligne médiane du distributeur)

Figure 13 – Roue de machine radiale. Exemples de positions des sections ou des points de mesure du profil de l'aube

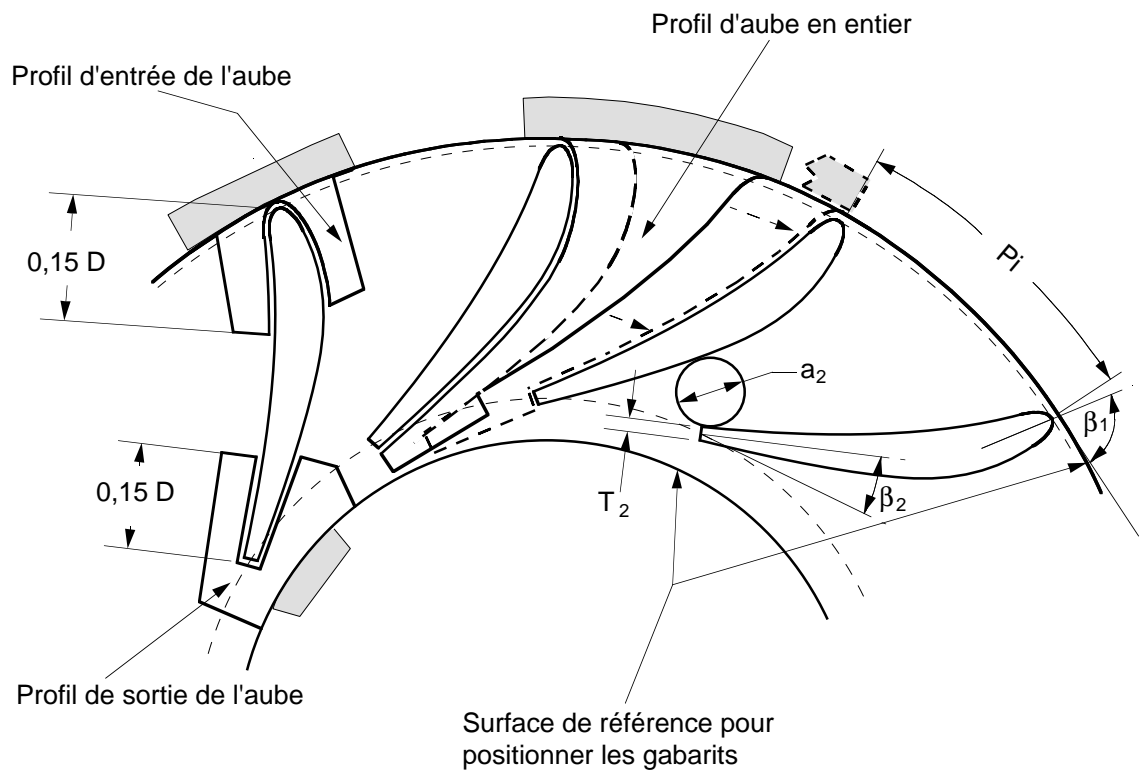
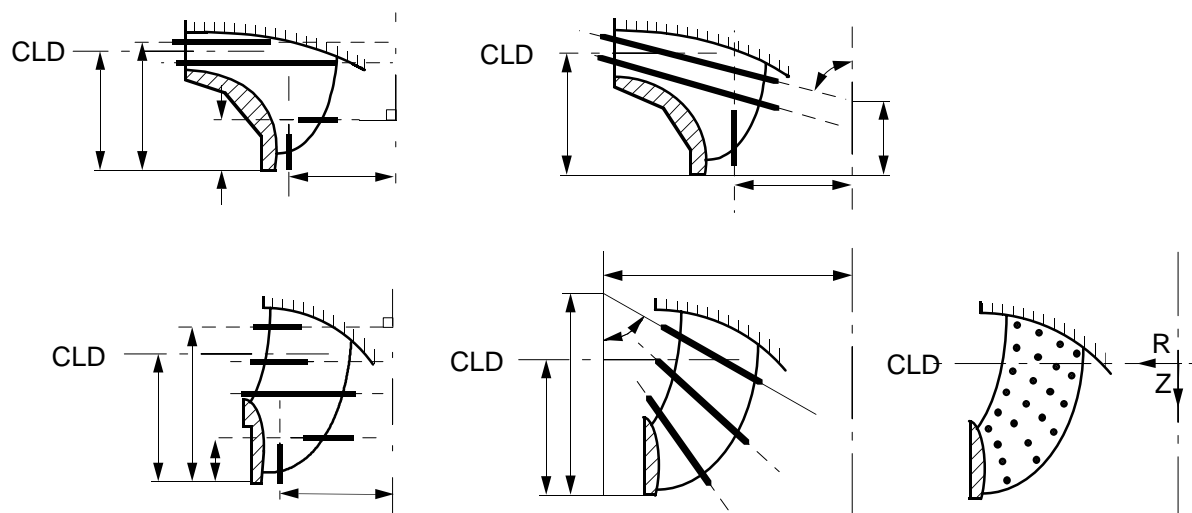


Figure 14 – Roue de machine radiale. Contrôle de la largeur de sortie et du profil des aubes au moyen de gabarits ou d'un système de relevé des coordonnées (exemple d'une roue de turbine Francis)



(CLD: Centre line of distributor)

Figure 13 – Runner/impeller of radial flow machine. Examples of locations for blade profile measuring sections or measuring points

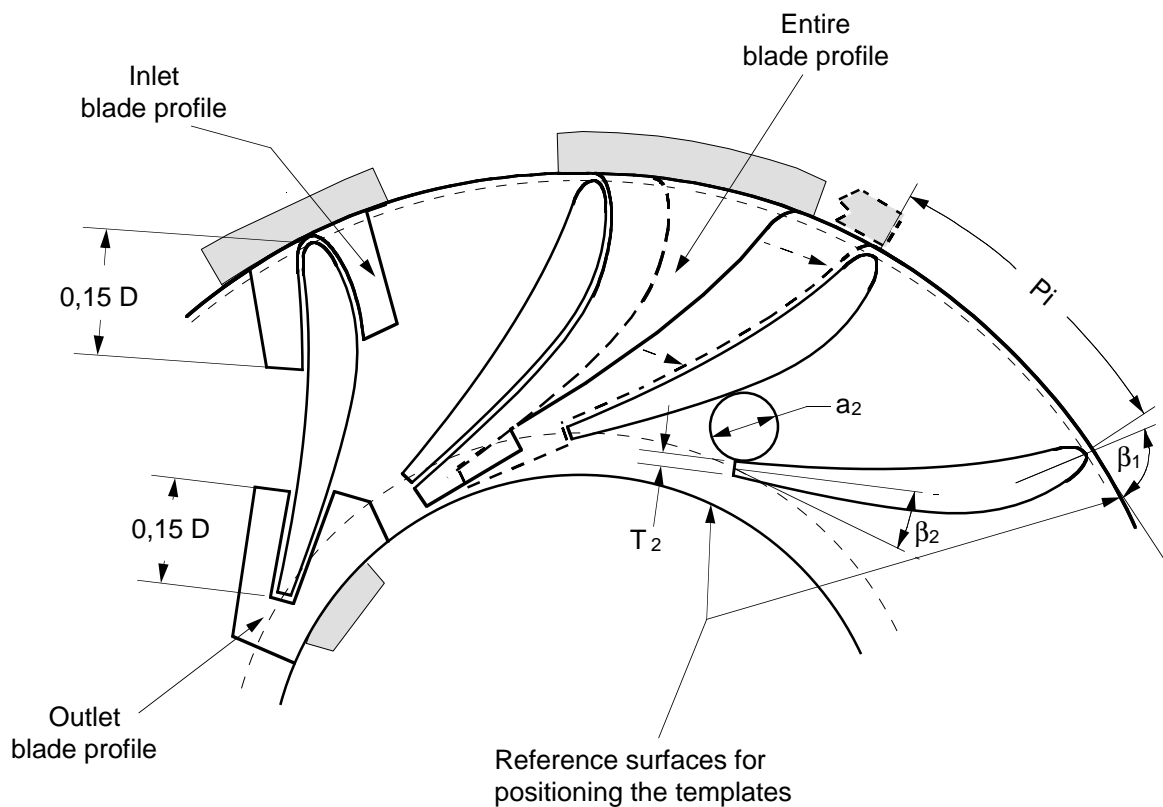


Figure 14 – Runner/impeller of radial flow machine. Check of outlet width and blade profiles by means of templates or co-ordinate system as illustrated on a Francis runner

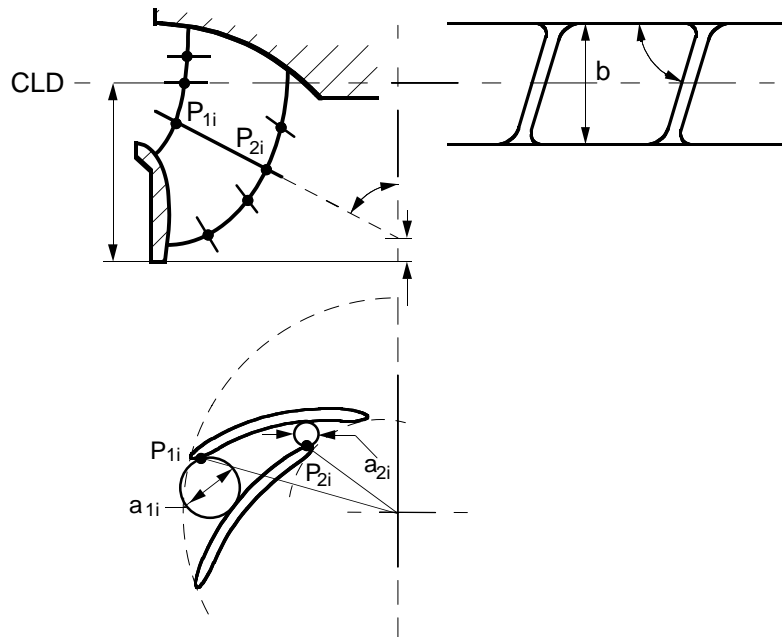


Figure 15 – Roue de machine radiale. Contrôle des largeurs de sortie et d'entrée entre deux aubes (exemple d'une roue de pompe-turbine)

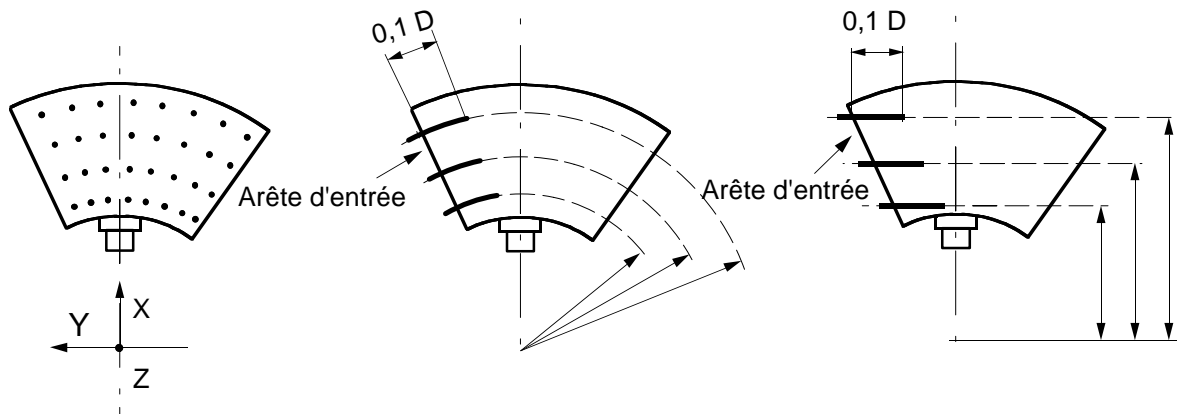


Figure 16 – Roue de machine axiale. Exemple de positions des sections ou des points de mesure du profil des aubes

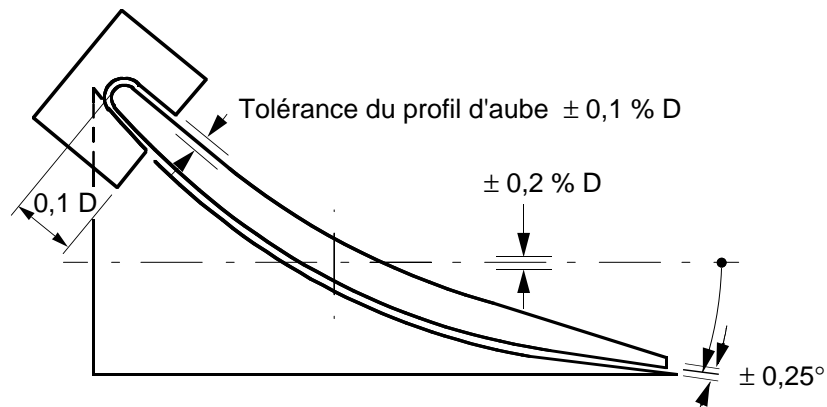


Figure 17 – Roue de machine axiale. Définition de l'ajustement des pales et de la tolérance sur leur profil

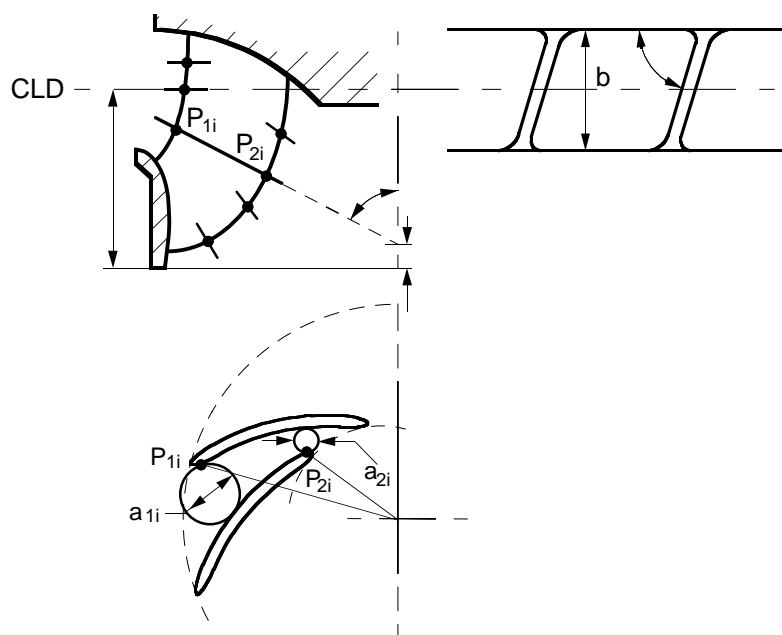


Figure 15 – Runner/impeller of radial flow machine. Check of inlet and outlet widths between blades (example of a pump-turbine runner)

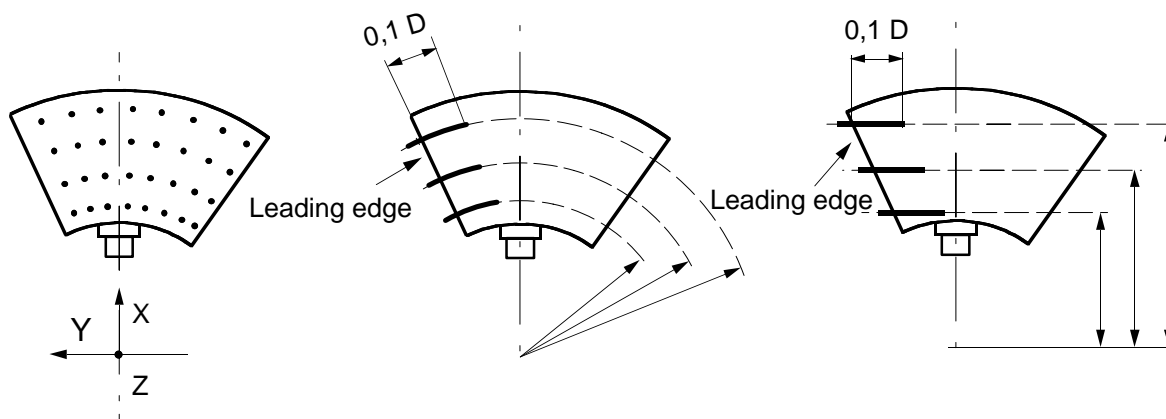


Figure 16 – Runner/impeller of axial flow machine. Example of locations for blade profile measuring sections or measuring points

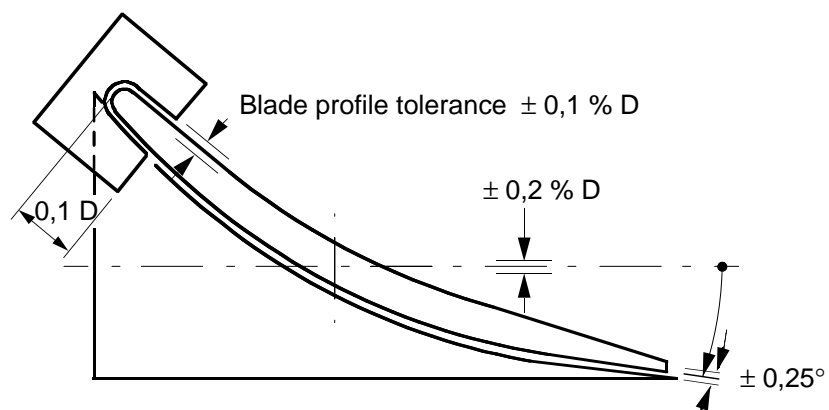


Figure 17 – Runner/impeller of axial flow machine. Definition of blade adjustment and of blade profile tolerances

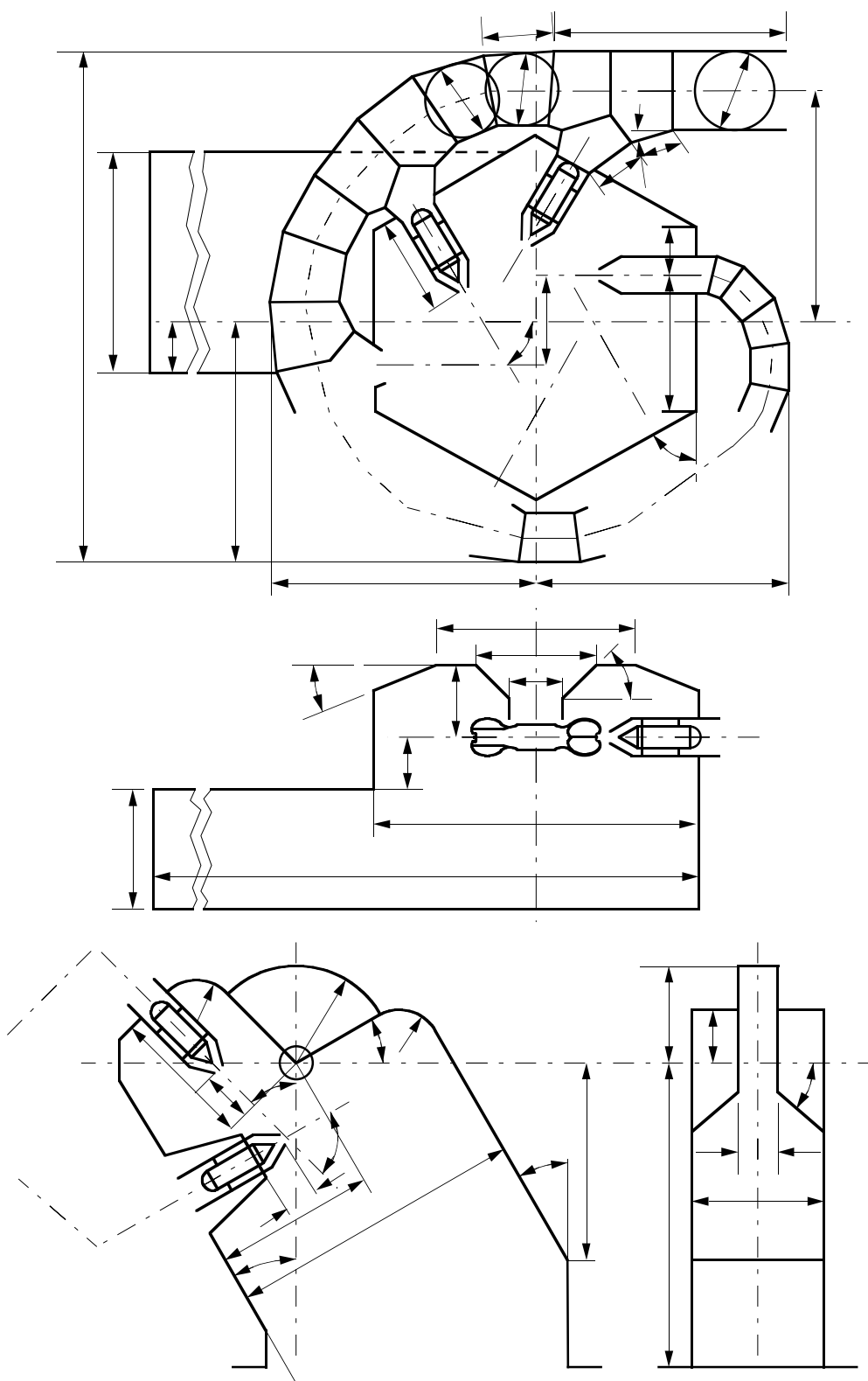


Figure 18 – Turbine Pelton: Exemple de dimensions à contrôler sur le distributeur et sur le bâti de machines à axe vertical et horizontal

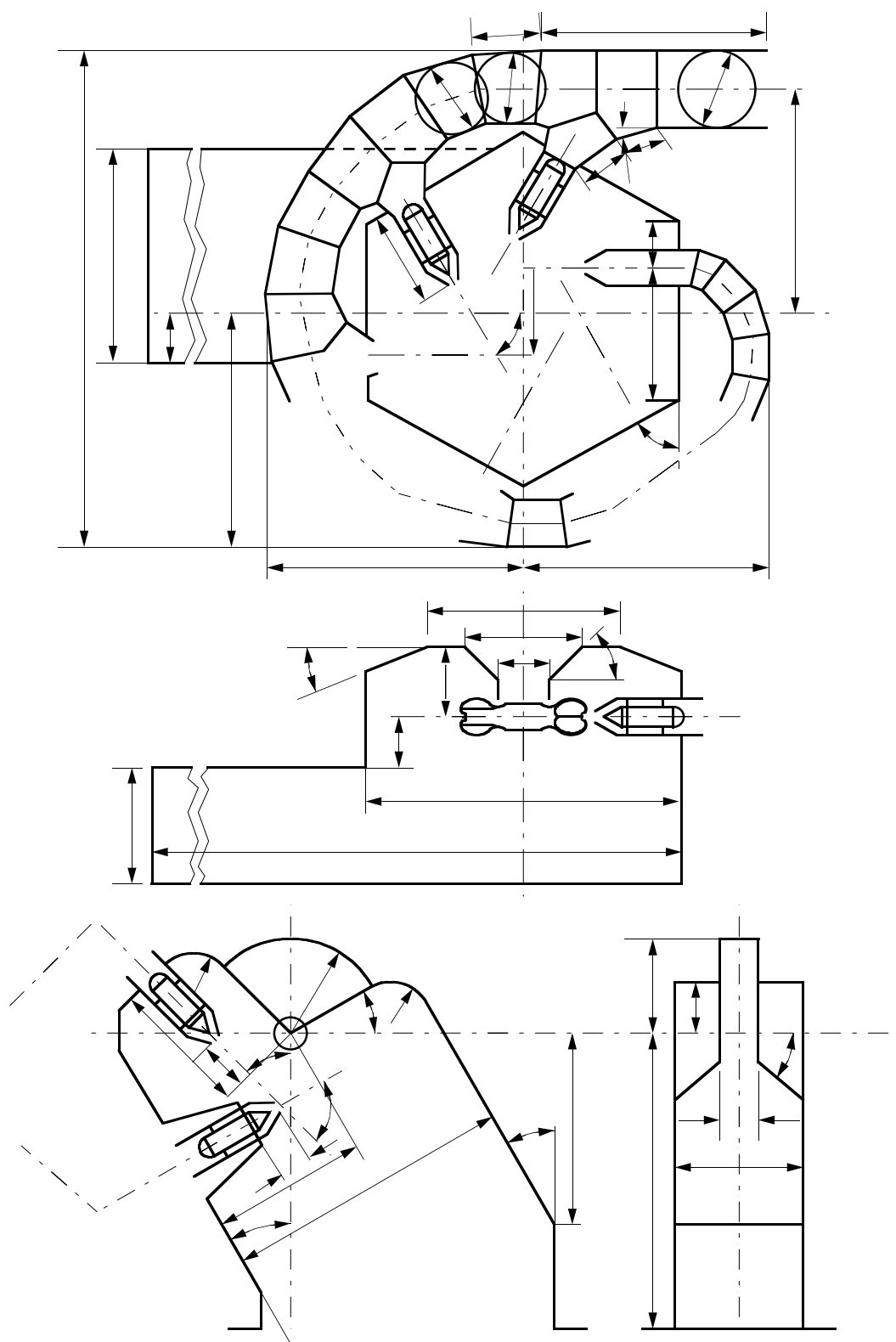


Figure 18 – Pelton turbine: Example of dimensions to be checked on the distributor and the housing of vertical and horizontal shaft machines

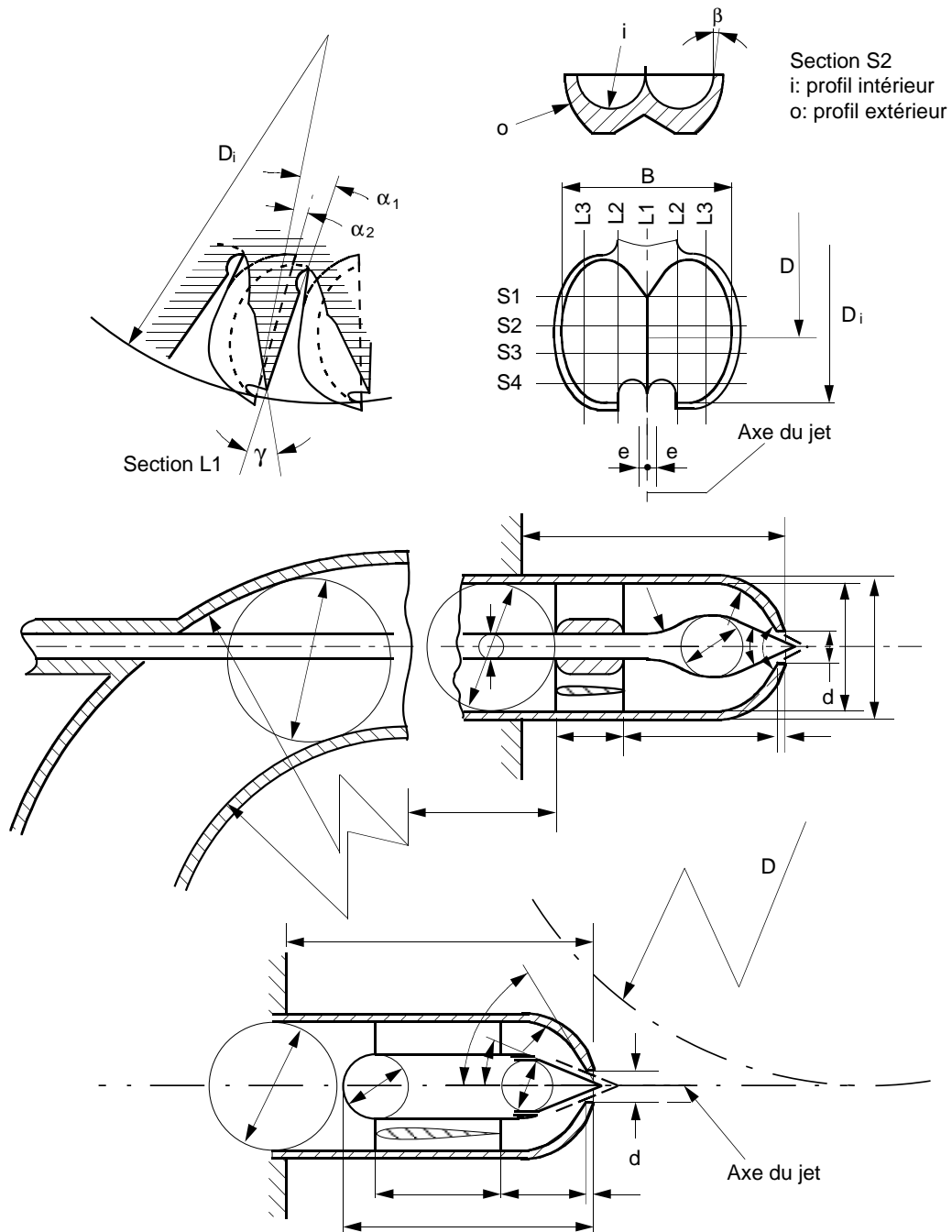


Figure 19 – Turbine Pelton: Exemple de dimensions à contrôler sur les augets et les injecteurs

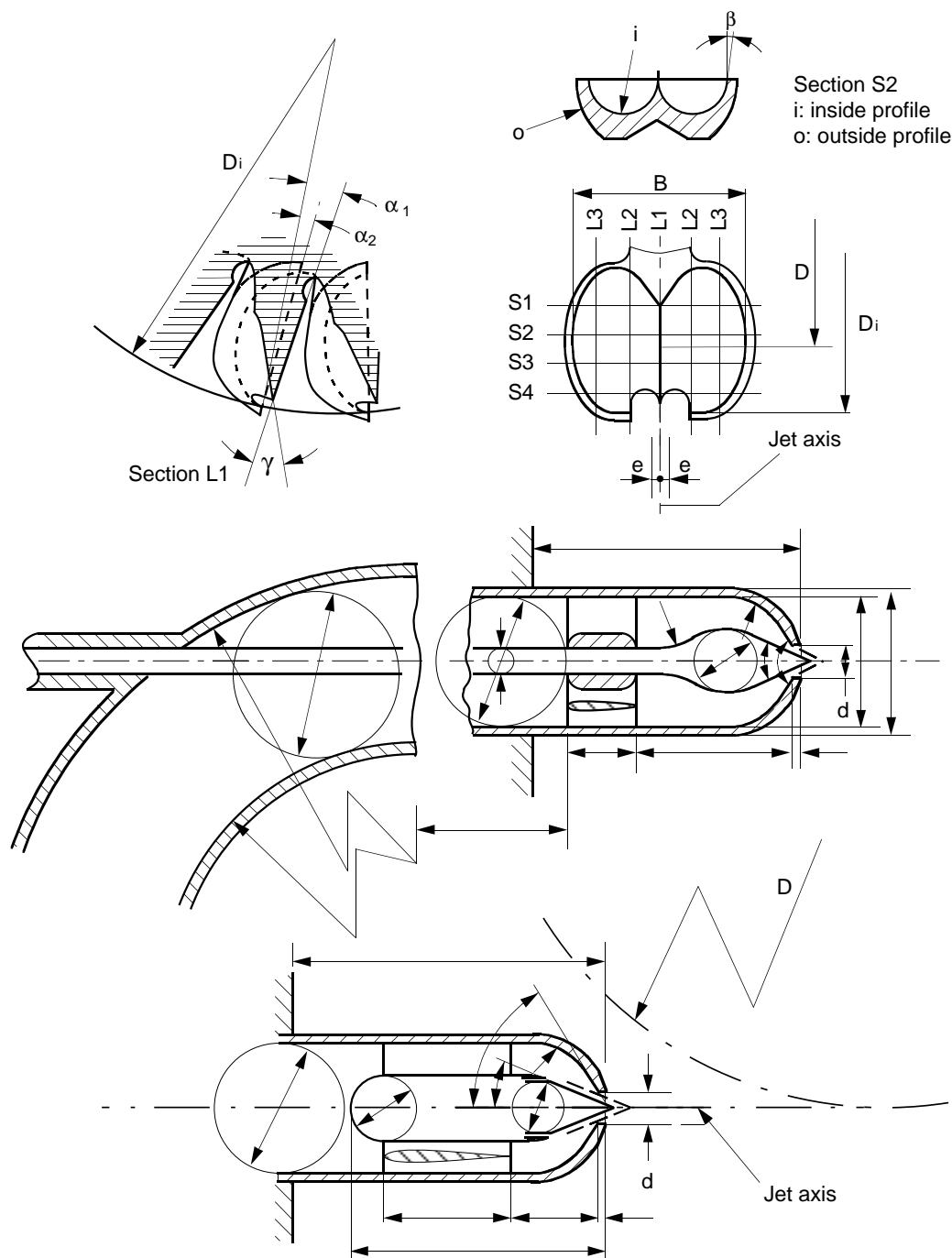


Figure 19 – Pelton turbine: Example of dimensions to be checked on the buckets and nozzles

2.2.2 Dimensions à contrôler sur le modèle et le prototype

Tous les composants jouant un rôle significatif dans le parcours hydraulique doivent faire l'objet d'un contrôle dimensionnel dont l'étendue aura été convenue entre les parties concernées.

Les dimensions concernées et les tolérances admissibles correspondantes des turbines, des pompes et des pompes-turbines sont définies en 2.2.2.1 et 2.2.2.2. Quand l'emplacement du contrôle est défini par plus d'une dimension, la tolérance s'applique sur une seule dimension.

Un contrôle de similitude géométrique comprend:

- a) un contrôle de l'homologie des composants individuels avant assemblage. Pour des raisons pratiques, les dimensions doivent être rapportées au composant lui-même;
- b) un contrôle de l'homologie de la machine entière, c'est-à-dire avec les composants assemblés. Les dimensions globales sont habituellement rapportées à l'axe de la roue et/ou à celui du distributeur. Une attention toute particulière doit être portée aux portions du conduit hydraulique correspondant au raccordement de deux composants adjacents fixes ou en rotation, pour lesquelles aucune valeur générale de tolérance ne peut être prescrite dans cette norme.

Le contour méridien de la roue doit être contrôlé avec des gabarits ou par toute autre technique de mesure appropriée, comme des machines à mesurer en coordonnées tridimensionnelles ou des systèmes de mesure optiques.

Un contrôle adéquat du profil de l'aubage de la roue et de sa position permet de définir correctement les angles d'entrée et de sortie.

Dans les paragraphes 2.2.2.1 et 2.2.2.2 ci-après, les écarts maximaux autorisés se réfèrent soit à la valeur moyenne correspondante du modèle mise à l'échelle, soit aux dimensions de référence suivantes:

- T épaisseur maximale des directrices, des avant-directrices ou des aubes de la roue dans chaque section de mesure;
- D diamètre de référence (voir figure 3);
- P_i pas à l'entrée des aubes d'une roue Francis (voir figure 14);
- d diamètre de l'orifice de l'injecteur (voir figure 19);
- B largeur intérieure maximale de l'auget de la roue (voir figure 19);
- a_1, a_2 ouverture entre l'extrados et l'intrados de deux aubes adjacentes de la roue (voir figures 14 et 15). L'ouverture peut être définie soit dans une section de mesure du profil de l'aube, soit comme la distance d'un point donné de l'arête de l'aube à la surface de l'aube adjacente.

Les termes utilisés dans les paragraphes ci-après pour désigner les différents organes des machines hydrauliques sont définis dans la CEI 61364.

2.2.2.1 Turbines

2.2.2.1.1 Composants principaux

- a) Turbines à réaction:
 - les dimensions principales de la bêche spirale (ou de la conduite d'amenée dans le cas d'une turbine tubulaire), de l'avant-distributeur, du distributeur, de l'aspirateur et si nécessaire l'espace entre la roue et le plafond (voir par ex. figures 9 et 10);
 - les principales dimensions de la roue, comprenant les diamètres d'entrée et de sortie, la hauteur d'entrée, la ceinture et le plafond, et le moyeu dans le cas d'une roue Kaplan;
 - le nombre d'aubes de la roue, d'aubes directrices et d'avant-directrices;

2.2.2 Dimensions of model and prototype to be checked

The dimensions of all significant components defining the water passages shall be checked to an extent agreeable to the parties concerned.

The relevant dimensions and their permitted tolerances for turbines, pumps and pump-turbines are defined in 2.2.2.1 and 2.2.2.2. When a location is defined by more than one dimension, the tolerance applies to only one dimension.

A check of geometric similarity comprises both:

- a) a check on the homology of the individual components before assembly. For practical reasons the dimensions shall be referred to the component itself;
- b) a check on the homology of the whole machine, i.e. with the components assembled. The relevant overall dimensions are usually referred to the runner axis and/or to the centre line of the distributor. Special attention shall be paid to water passages formed by the transition between adjacent components, stationary or rotating, for which no general value of tolerance can be prescribed in this standard.

The meridional contour of the runner/impeller shall be checked with templates or by other appropriate measuring techniques, such as three-dimensional co-ordinate measuring machines or optical measuring systems.

By appropriate checking of the runner/impeller blade profile and its geometric location, the profile angles are properly determined.

In the following subclauses 2.2.2.1 and 2.2.2.2 the permissible maximum deviations are either referred to the corresponding scaled model average value or to the following reference dimensions:

T	maximum thickness of guide vanes, stay vanes or runner blades for each measuring section;
D	reference diameter (see figure 3);
P_i	blade inlet pitch for Francis runners (see figure 14);
d	nozzle orifice diameter (see figure 19);
B	maximum inside width of runner bucket (see figure 19);
a_1, a_2	opening between two adjacent blades at high pressure and low pressure side of the runner/impeller (see figures 14 and 15). The opening can be defined either on a blade profile measuring section or as the distance from a given point of the blade edge to the adjacent blade surface.

The terms used in the following subclauses to indicate the various components of hydraulic machines are defined in IEC 61364.

2.2.2.1 Turbines

2.2.2.1.1 Main components

a) Reaction turbines:

- the principal dimensions of the spiral casing (or intake in the case of a tubular turbine), the stay ring, the distributor, the draft tube and if necessary the space between runner and head cover (see for example figures 9 and 10);
- the principal dimensions of the runner including inlet and outlet diameters, inlet height, runner band and crown, and hub in case of Kaplan turbine runners;
- the number of runner blades, guide vanes and stay vanes;

- le profil des canaux de la roue et des aubes directrices et avant-directrices, y compris l'épaisseur maximale des avant-directrices et des directrices et éventuellement des aubes de la roue;
- le dispositif d'étanchéité et les jeux aux extrémités des aubes de la roue et aux extrémités des directrices;
- la rugosité de tous les composants de la machine (voir 2.2.3.3);
- l'ondulation de surface des aubes de la roue, des directrices et avant-directrices (ne concerne généralement que le prototype) (voir 2.2.3.2).

b) Turbines à action:

- les principales dimensions de la roue, du répartiteur, du bâti et des injecteurs (voir figure 18);
- le nombre d'augets:
- la forme des augets, des injecteurs et des pointeaux (voir figure 19);
- l'alignement des jets par rapport à la roue;
- la rugosité et l'ondulation de surface des augets, des injecteurs et des pointeaux (ne concerne généralement que le prototype).

2.2.2.1.2 Roue de turbine Francis

- Le profil d'entrée des aubes doit être contrôlé au moins dans deux sections pour les turbines de faible vitesse spécifique et trois sections pour les turbines de vitesse spécifique élevée. La section d'entrée s'étend sur une distance de $0,15^{1)}$ fois le diamètre de référence à partir du bord d'attaque de l'aube le long de l'extrados et de l'intrados (voir par exemple figures 13 et 14).
- Le profil complet de l'aube (de l'arête d'entrée à l'arête de sortie) doit être mesuré si possible, selon la vitesse spécifique de la roue, dans une section au moins ou au hasard sur toute la surface (voir figures 13 et 14).
- Les angles d'entrée des aubes doivent être contrôlés dans les mêmes sections que celles des profils d'entrée. L'angle d'entrée peut être mesuré, par exemple, en utilisant un gabarit s'étendant le long des deux côtés de l'aube sur une distance de $0,15^{1)}$ fois le diamètre de référence à partir du bord d'attaque; le gabarit doit être disposé de manière à s'adapter au mieux aux deux côtés de l'aube simultanément²⁾ (voir figure 14).
- Le profil de sortie des aubes doit être mesuré dans au moins trois sections. La section de sortie s'étend sur une distance de $0,15^{1)}$ fois le diamètre de référence à partir du bord de fuite le long des deux côtés de l'aube (voir figure 14).
- La position du bord d'attaque et du bord de fuite de la roue doit être contrôlée au moins en deux ou trois points selon la vitesse spécifique (voir figure 12).
- La largeur de sortie entre deux aubes doit être contrôlée au moins en quatre points pour chaque aube (voir figures 14 et 15).

Lorsque la roue du prototype est fabriquée en assemblant par soudage des éléments préfabriqués, il peut être convenu de contrôler le profil des aubes avant l'assemblage, c'est-à-dire après usinage complet de chaque aube. Après l'assemblage, il suffit de contrôler la position des aubes (comme le montre par exemple la figure 12), les congés de raccordement et la largeur de sortie.

¹⁾ Cette valeur peut être réduite à 0,1 selon la vitesse spécifique et la longueur du profil.

²⁾ Lorsque la surface de l'aube est suffisamment bien relevée, on peut omettre de déterminer indépendamment les angles (voir 2.2.2).

- the form of the runner water passages and of the guide and stay vanes, including the maximum thickness of stay vanes, guide vanes and, if applicable, of the runner blades;
- the seal and blade tip clearances of runner and end clearances of guide vanes;
- the roughness of all components of the machine (see 2.2.3.3);
- the waviness of runner blades, guide vanes and stay vanes (usually only relevant for prototype) (see 2.2.3.2).

b) Impulse turbines:

- the principal dimensions of the runner, manifold, housing and nozzles (see figure 18);
- the number of buckets;
- the form of buckets, nozzles and needles (see figure 19);
- the alignment of the jets to the runner;
- the roughness and waviness of the buckets, nozzles and needles (usually only relevant for the prototype).

2.2.2.1.2 Francis turbine runners

- The blade inlet profile shall be checked at least at two sections for low specific speed turbines and at three sections for high specific speed turbines. The inlet section shall extend from the nose of the blade to a distance of $0,15^{1)}$ of the reference diameter along both pressure and suction sides of the blade (see figures 13 and 14 for examples).
- The entire blade profile (from inlet edge to outlet edge) shall be measured, if possible, depending on the runner specific speed, at least for one section or randomly on the whole surface (see figures 13 and 14).
- The blade inlet angles shall be checked at the same sections as for inlet profiles. The inlet angle can be measured, for example, by using a template extending from the nose of the blade to a distance of $0,15^{1)}$ of the reference diameter along both sides of the blade and located to give the best fit to both sides of the blade simultaneously²⁾ (see figure 14).
- The blade outlet profiles shall be measured at least at three sections. The outlet section shall extend from the trailing edge of the blade to a distance of $0,15^{1)}$ of the reference diameter back along both sides of the blade (see figure 14).
- The location of the runner leading and trailing edges shall be checked at least at two or three points depending on the specific speed (see figure 12).
- Outlet width between blades shall be checked at least at four points on each blade (see figures 14 and 15).

For fabricated prototype runners (assembled by welding of prefabricated components) it may be agreed that the check of blade profiles can be made prior to assembly, i.e. after having completed machining of the individual blades. After assembly, it is sufficient to check the blade position (e.g. as outlined in figure 12) the fillets and the outlet width.

¹⁾ This value can be reduced to 0,1 depending on specific speed and profile length.

²⁾ Where the blade surface is sufficiently well represented, the independent determination of angles can be omitted (see 2.2.2).

2.2.2.1.3 Roue de turbine Kaplan

- Les profils de pale doivent être mesurés dans au moins trois sections qui peuvent être planes ou cylindriques, le long du profil entier, sur l'intrados et l'extrados des pales ou au hasard sur toute la surface (voir figure 16).

Le profil d'entrée de chaque section mesurée doit être contrôlé. Le profil d'entrée s'étend le long de la pale sur une distance de $0,1 D$ à partir du bord d'attaque. En faisant ces contrôles, le meilleur ajustement de la pale à chaque profil de référence peut être obtenu par une rotation du profil de référence à condition que les ajustements angulaire et axial n'excèdent pas les valeurs définies en 2.2.2.1.7 par rapport à la position correcte du profil de référence. Ces ajustements ne sont autorisés qu'une seule fois pour chaque section, et toutes les mesures de contrôle doivent être faites dans cette position, aussi bien à l'intrados qu'à l'extrados de la section considérée (voir figure 17).

- Les pales étant montées sur le moyeu, leur inclinaison l'une par rapport aux autres doit être contrôlée. A cet effet, on doit comparer l'inclinaison des profils extérieurs mesurés. La différence d'angle enregistrée entre les pales ne doit pas dépasser $\pm 0,25^\circ$.

2.2.2.1.4 Roue de turbine Pelton

- Le profil de chaque auget doit être contrôlé dans au moins quatre sections transversales et quatre sections longitudinales ou au hasard sur toute la surface (voir figure 19).
- L'angle de sortie β de chaque auget doit être contrôlé en quatre points de chaque côté (voir figure 19).
- La forme de l'échancrure, l'angle γ du dos de l'échancrure, l'arête médiane et l'angle α d'inclinaison de l'auget doivent être contrôlés sur chaque auget (voir figure 19).
- La largeur intérieure de l'auget ainsi que son profil doivent être contrôlés.
- Le profil extérieur de l'auget doit aussi être contrôlé. De manière à assurer que l'interférence entre jet et auget sur le prototype est toujours inférieure à celle se produisant sur le modèle, la tolérance sur le profil extérieur (voir 2.2.2.1.7) doit être appliquée dans la région de la sortie de l'auget qui peut influencer sur cette interférence.

2.2.2.1.5 Directrices

Dans le cas d'un distributeur cylindrique, le profil doit être mesuré au moins dans une section et dans le cas d'une réalisation conique au moins dans deux sections.

2.2.2.1.6 Jeux

Les jeux aux labyrinthes de la roue, les jeux en bout de pales et les jeux à l'extrémité des directrices sur les turbines à réaction doivent être contrôlés.

Les jeux du prototype ne doivent pas excéder ceux du modèle transposés à l'échelle.

Il est recommandé d'examiner l'influence possible de la pression sur les jeux aux extrémités des directrices, pour le modèle comme pour le prototype.

La dimension (longueur) des labyrinthes de la roue du prototype ne doit pas être inférieure à celle du modèle mis à l'échelle.

2.2.2.1.3 Kaplan turbine runners

- Blade profiles shall be measured at least at three sections along the entire profile (either along cylindrical or plane sections), on both the pressure and suction sides of the blade or randomly on the whole surface (see figure 16).

The nose profile of each of the measured sections shall be checked. The nose profile shall extend from the nose of the blade to a distance $0,1 D$ along the blade. In making these checks, the best fit between blade and each reference profile may be obtained by rotating the reference profile, provided the angular and axial adjustment do not exceed the values defined in 2.2.2.1.7 compared with the correct location of the reference profile. These adjustments shall be allowed only once for each section and all check measurements shall be made in this position on both the pressure side and the suction side of the section considered (see figure 17).

- With the blades mounted in the hub, the inclination of the blades with respect to each other shall be checked. For this purpose, the inclination of the outer measured profiles shall be compared. The difference of recorded blade angles shall not exceed $\pm 0,25^\circ$.

2.2.2.1.4 Pelton turbine runners

- The profile of each bucket shall be checked at least at four transverse and four longitudinal sections or randomly on the whole surface (see figure 19).
- The discharge angle β of each bucket shall be checked at four points on each side (see figure 19).
- The form of the cutout, the angle γ of the back of the cutout, the splitter edge and the bucket inclination α shall be checked on each bucket (see figure 19).
- The bucket inside width and profile shall be checked.
- The bucket outside profile shall also be checked to ensure that the interference between the jet and the bucket on the prototype is always less than that on the model, the tolerances of the outside profile (see 2.2.2.1.7) shall be applied to the bucket discharge area which can influence this interference.

2.2.2.1.5 Guide vanes

For a cylindrical distributor arrangement, the profile shall be measured at least at one section and, for conical arrangements, at least at two sections.

2.2.2.1.6 Clearances

The runner/impeller seal clearances, blade tip clearances and guide vane end clearances on reaction turbines shall be checked.

The prototype clearances shall not exceed the scaled model clearances.

The possible influence of the pressure on the guide vane end clearance should be considered for model and prototype.

The extension (length) of the prototype runner/impeller seals shall not be smaller than that of the scaled model.

2.2.2.1.7 Ecart maximum de similitude géométrique admissibles entre le prototype et le modèle de turbines

	Ecart maximal admissible		
	Tolérance d'uniformité		Tolérance de similitude
	Modèle	Prototype	Prototype/Modèle
	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur moyenne prototype par rapport à valeur moyenne modèle mise à l'échelle $(L_P - \lambda_L L_M)/(valeur\ de\ référence)^{1)}$
Dimensions principales du conduit hydraulique Conduite en métal ou en béton (bâche, aspirateur, etc..) ²⁾ Diamètre de l'avant-distributeur Longueur des avant-directrices Epaisseur maximale des directrices T' Epaisseur maximale des avant-directrices T" Hauteur de l'avant-distributeur Hauteur du distributeur Diamètre du cercle de vannage Position relative des avant-directrices et des directrices (par exemple exprimée en angle) Profil des directrices Profil des avant-directrices Ouverture maximale des directrices	±2 % ±1 % ±2 % ±5 % ±5 % ±2 % ±0,3 % ±0,2 % ±1 ° ±3 % T' ±3 % T" ±1,5 %	±2 % ±1 % ±2 % ±5 % ±8 % ±2 % ±0,3 % ±0,2 % ±1 ° ±5 % T' ±8 % T" ±2 %	±1 % ±1 % ±2 % ±5 % ±5 % ±2 % ±0,2 % ±0,2 % ±1 ° ±3 % T' ±5 % T" ≥0
Jeux Labyrinthes et jeux en bout de pale Longueur des labyrinthes Jeux aux extrémités des directrices	±50 % - ±50 %	±50 % - ±50 %	≤0 ≥0 ≤0
Roues Francis Profil de l'aube: arêtes d'entrée et de sortie reste de la surface Pas d'entrée, P _i Angle d'entrée β ₁ ³⁾ Angle de sortie β ₂ ³⁾ Largeur de sortie, a Epaisseur maximale des aubes T ⁴⁾ Epaisseur des aubes près de l'arête de sortie Diamètres d'entrée et de sortie et autres dimensions de la roue ⁵⁾	±0,1 % D ±0,2 % D ±0,2 % D ±1,5 ° ±1 ° ±3 % +3 % -6 % ±15 % ±0,25 % D	±0,1 % D ±0,2 % D ±0,5 % D ±2 ° ±1,5 ° +5 % -3 % +5 % -8 % ±15 % ±0,5 % D	±0,1 % D ±0,2 % D - ±1,5 ° ±1 ° +3 % -1 % +3 % -6 % ±15 % ±0,25 % D
¹⁾ Sauf indication contraire, la valeur moyenne du modèle mise à l'échelle ($\lambda_L L_M$) est prise comme valeur de référence. Les tolérances angulaires représentent la différence entre les angles sur le prototype et ceux sur le modèle. ²⁾ Pour des surfaces en béton, la tolérance d'uniformité devrait être progressivement abaissée de ±2% à ±1% pour des machines dont le diamètre de la roue prototype se situe entre 3 m et 1 m. Toujours dans le cas des surfaces en béton, les variations brusques de surface résultant de décalages lors du coffrage, du raccordement entre les surfaces bétonnées et les surfaces métalliques, etc., ne doivent pas dépasser 6 mm pour des machines dont le diamètre de la roue prototype est supérieur à 3 m; cette tolérance pourrait descendre jusqu'à 3 mm pour des machines dont le diamètre de la roue prototype se situe entre 3 m et 1 m. ³⁾ Lorsque la surface de l'aube est suffisamment bien relevée, on peut omettre de déterminer indépendamment les angles (voir 2.2.2). ⁴⁾ Pas nécessaire si les données complètes du profil sont disponibles. ⁵⁾ Dans certains cas, il peut être approprié d'accorder des tolérances plus larges sur les dimensions du bord de fuite (par exemple certains rayons indiqués dans la figure 12) tout en maintenant les tolérances prescrites sur la largeur de sortie.			

2.2.2.1.7 Permissible maximum deviations in geometrical similarity between prototype and model turbines

	Permissible maximum deviation		
	Uniformity tolerance		Similarity tolerance
	Model	Prototype	Prototype/Model
	Individual value to average value	Individual value to average value	Prototype average value to scaled model average value $(L_P - \lambda_L L_M)/(\text{reference value})$ ¹⁾
Principal dimensions of hydraulic passages Metallic or concrete passages (casing, draft tube, etc.) ²⁾ Stay ring diameters Length of stay vanes Maximum thickness of guide vanes T' Maximum thickness of stay vanes T" Stay ring height Distributor height Guide vane pitch circle diameter Relative position between stay vanes and guide vanes (for example expressed as an angle) Guide vane profile Stay vane profile Maximum guide vane opening	±2 % ±1 % ±2 % ±5 % ±5 % ±2 % ±0,3 % ±0,2 % ±1° ±3 % T' ±3 % T" ±1,5 %	±2 % ±1 % ±2 % ±5 % ±8 % ±2 % ±0,3 % ±0,2 % ±1° ±5 % T' ±8 % T" ±2 %	±1 % ±1 % ±2 % ±5 % ±5 % ±2 % ±0,2 % ±0,2 % ±1° ±3 % T' ±5 % T" ≥0
Clearances Seal and blade tip clearance Seal clearance length Guide vane end clearances	± 50 % - ± 50 %	± 50 % - ± 50 %	≤ 0 ≥0 ≤0
Francis runners Blade profile: inlet and outlet edges remaining part of the surface Inlet pitch P _i Inlet angle β ₁ ³⁾ Outlet angle β ₂ ³⁾ Outlet opening a Maximum blade thickness T ⁴⁾ Blade thickness near the outlet edge Inlet and outlet diameter and other runner dimensions ⁵⁾	±0,1 % D ±0,2 % D ±0,2 % D ±1,5° ±1° ± 3 % +3 % -6 % ±15 % ±0,25 % D	±0,1 % D ±0,2 % D ±0,5 % D ±2° ±1,5° +5 % -3 % +5 % -8 % ±15 % ±0,5 % D	±0,1 % D ±0,2 % D - ±1,5° ±1° +3 % -1 % +3 % -6 % ±15 % ±0,25 % D
¹⁾ The reference value is taken to be the scaled model average value ($\lambda_L L_M$) unless otherwise indicated. Angular tolerance is the difference between prototype and model angles. ²⁾ For concrete surfaces, uniformity tolerances should be progressively changed from ±2 % to ±1 % on machines with prototype runner diameter between 3 m and 1 m. Also for concrete surfaces, abrupt changes resulting from shifting formwork, interface between concrete and metallic surfaces, etc., should be limited to 6 mm on prototype machines greater than 3 m runner diameter and progressively decreasing to 3 mm for machines between 3 m and 1 m runner diameter. ³⁾ Where the blade surface is sufficiently well represented, the independent determination of angles can be omitted (see 2.2.2). ⁴⁾ Not required if complete profile data are provided. ⁵⁾ In certain cases, it may be appropriate to agree upon increased tolerances for the trailing edge dimensions (e.g. some radii shown in figure 12) while maintaining the required tolerances for outlet width.			

	Ecart maximal admissible		
	Tolérance d'uniformité		Tolérance de similitude
	Modèle	Prototype	Prototype/Modèle
	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur moyenne prototype par rapport à valeur moyenne modèle mise à l'échelle $(L_P - \lambda_L L_M) / (\text{valeur de référence})$ ¹⁾
Roues Kaplan et diagonales			
Profil de pale	±0,1 % D	±0,1 % D	±0,1 % D
Profil d'entrée	±0,1 % D	±0,1 % D	±0,1 % D
Epaisseur maximale des pales T ²⁾	+3 -6 %	+5 -8 %	+3 -6 %
Epaisseur des aubes près de l'arête de sortie	±15 %	±15 %	±15 %
Diamètre à la ceinture D	±0,1 %	±0,1 %	±0,2 %
Autres dimensions de la roue	±0,25 % D	±0,5 % D	±0,25 % D
Ecart d'angle du profil	±0,25°	±0,25°	±0,25°
Ajustement axial du profil	±0,2 % D	±0,2 % D	±0,2 % D
Inclinaison maximale des pales	±0,25°	±0,25°	≥0°
Turbines Pelton			
Diamètre du pointeau et de l'injecteur	±0,3 % d	±0,3 % d	±0,3 % d
Profil du pointeau et de l'injecteur	±0,1 % d	±0,1 % d	±0,1 % d
Angle de l'injecteur	±0,5°	±1°	±1°
Angle du pointeau	±1°	±2°	±1°
Largeur intérieure de l'auget B	±0,3 %	+0,8 -0,5 %	+0,8 -0,5 %
Profil extérieur de l'auget	±0,5 % B	+1 -0,8 %	+1 -0,8 %
Profil intérieur de l'auget	±0,5 % B	±0,5 % B	±0,5 % B
Inclinaison α de l'auget	±1°	±1°	±1°
Angle de sortie β de l'auget	±1°	±1°	±1°
Profil de l'échancrure	± 1 % B	± 1 % B	±1 % B
Angle de dégagement γ au dos de l'échancrure	±1°	0 -3 °	0 -3 °
Diamètre du cercle tangent à l'axe des jets, D	±0,2 %	±0,2 %	±0,2 %
Désaxage du jet par rapport à la roue e	±0,5 % B	±0,5 % B	±0,25 % B
Alignement δ du jet par rapport à la roue	±0,5°	±0,5°	±0,5°
Pas des augets sur le diamètre extérieur	±1 % B	±1,5 % B	-
Diamètre D _i (figure 18)	±0,3 % D	±0,3 % D	±0,2 % D
¹⁾ Sauf indication contraire, la valeur moyenne du modèle mise à l'échelle ($\lambda_L L_M$) est prise comme valeur de référence. Les tolérances angulaires représentent la différence entre les angles sur le prototype et ceux sur le modèle. ²⁾ Pas nécessaire si les données complètes du profil sont disponibles.			

	Permissible maximum deviation		
	Uniformity tolerance		Similarity tolerance
	Model	Prototype	Prototype/Model
	Individual value to average value	Individual value to average value	Prototype average value to scaled model average value $(L_P - \lambda_L L_M) / (\text{reference value})$ ¹⁾
Kaplan and diagonal flow runners			
Blade profile	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$
Nose profile	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$
Maximum blade thickness ²⁾ T	$\begin{matrix} +3 \\ -6 \end{matrix} \%$	$\begin{matrix} +5 \\ -8 \end{matrix} \%$	$\begin{matrix} +3 \\ -6 \end{matrix} \%$
Blade thickness near the outlet edge	$\pm 15 \%$	$\pm 15 \%$	$\pm 15 \%$
Discharge ring diameter D	$\pm 0,1 \%$	$\pm 0,1 \%$	$\pm 0,2 \%$
Other runner dimensions	$\pm 0,25 \% D$	$\pm 0,5 \% D$	$\pm 0,25 \% D$
Angular difference of the profile	$\pm 0,25^\circ$	$\pm 0,25^\circ$	$\pm 0,25^\circ$
Axial adjustment of the profile	$\pm 0,2 \% D$	$\pm 0,2 \% D$	$\pm 0,2 \% D$
Maximum blade angle	$\pm 0,25^\circ$	$\pm 0,25^\circ$	$\geq 0^\circ$
Pelton turbines			
Needle and nozzle diameter	$\pm 0,3 \% d$	$\pm 0,3 \% d$	$\pm 0,3 \% d$
Needle and nozzle profile	$\pm 0,1 \% d$	$\pm 0,1 \% d$	$\pm 0,1 \% d$
Nozzle angle	$\pm 0,5^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$
Needle angle	$\pm 1^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 1^\circ$
Bucket inside width B	$\pm 0,3 \%$	$\begin{matrix} +0,8 \\ -0,5 \end{matrix} \%$	$\begin{matrix} +0,8 \\ -0,5 \end{matrix} \%$
Bucket outside profile	$\pm 0,5 \% B$	$\begin{matrix} +1 \\ -0,8 \end{matrix} \%$	$\begin{matrix} +1 \\ -0,8 \end{matrix} \%$
Bucket inside profile	$\pm 0,5 \% B$	$\pm 0,5 \% B$	$\pm 0,5 \% B$
Bucket inclination α	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$
Bucket discharge angle β	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$
Cut-out profile	$\pm 1 \% B$	$\pm 1 \% B$	$\pm 1 \% B$
Angle γ of face at the back of cut-out	$\pm 1^\circ$	$\begin{matrix} 0 \\ -3 \end{matrix}^\circ$	$\begin{matrix} 0 \\ -3 \end{matrix}^\circ$
Jet circle diameter D	$\pm 0,2 \%$	$\pm 0,2 \%$	$\pm 0,2 \%$
Offset of jet to runner e	$\pm 0,5 \% B$	$\pm 0,5 \% B$	$\pm 0,25 \% B$
Alignment of jet to runner δ	$\pm 0,5^\circ$	$\pm 0,5^\circ$	$\pm 0,5^\circ$
Bucket pitch at outer diameter	$\pm 1 \% B$	$\pm 1,5 \% B$	-
Diameter D_i (figure 18)	$\pm 0,3 \% D$	$\pm 0,3 \% D$	$\pm 0,2 \% D$
¹⁾ The reference value is taken to be the scaled model average value $(\lambda_L L_M)$, unless otherwise indicated. Angular tolerance is the difference between and model angles. ²⁾ Not required if complete profile data are provided.			

2.2.2.2 Pompes et pompes-turbines

2.2.2.2.1 Composants principaux

Il est nécessaire de contrôler au moins les éléments suivants pour vérifier le respect des tolérances établies:

- les dimensions principales de la bêche, du diffuseur, de la conduite d'aspiration et, si nécessaire, l'espace entre la roue et le plafond (figures 9 et 10);
- les principales dimensions de la roue, comprenant les diamètres d'entrée et de sortie¹⁾, la hauteur de sortie, la ceinture et le plafond (figures 12 et 15);
- le nombre d'aubes de la roue et d'aubes fixes et mobiles du diffuseur;
- le profil des canaux de la roue et des directrices fixes et mobiles, y compris l'épaisseur maximale des directrices fixes et mobiles et des aubes de la roue;
- le dispositif d'étanchéité et les jeux aux extrémités des aubes de la roue et des directrices, s'il y en a;
- la rugosité de tous les composants de la machine (voir 2.2.3.3);
- l'ondulation de surface des directrices fixes et mobiles (s'il y en a) et des aubes de la roue (ne concerne généralement que le prototype).

2.2.2.2.2 Roues centrifuges et hélico-centrifuges

Les exigences concernant les roues centrifuges et hélico-centrifuges sont, par commodité, exprimées dans le cas d'une machine à simple flux et à un étage. Dans le cas de machine à double flux et multi-étages, des mesures supplémentaires doivent être effectuées sur toutes les entrées et étages.

- Le profil d'entrée des aubes doit être mesuré au moins dans trois sections. La section d'entrée s'étend sur une distance de $0,15^{2)}$ fois le diamètre de référence D à partir du bord d'attaque, le long des deux côtés de l'aube (voir figure 14).
- Le profil de sortie des aubes doit être contrôlé au moins dans deux sections pour les machines à faible vitesse spécifique et dans trois sections pour les machines à vitesse spécifique élevée. La section de sortie s'étend sur une distance de $0,15^{2)}$ fois le diamètre de référence D à partir du bord de fuite, le long de l'intrados et de l'extrados de l'aube (voir figures 13 et 14).
- Le profil complet de l'aube (de l'arête d'entrée à l'arête de sortie) doit être mesuré si possible, selon la vitesse spécifique de la roue, au moins dans une section ou au hasard sur toute la surface (voir figures 13 et 14).
- Les angles d'entrée des aubes doivent être contrôlés dans les mêmes sections que celles des profils d'entrée. L'angle d'entrée peut être mesuré, par exemple, en utilisant un gabarit s'étendant le long de l'aube sur une distance de $0,15^{2)}$ fois le diamètre de référence à partir du bord d'attaque de l'aube; le gabarit doit être positionné de manière à s'adapter au mieux aux deux côtés de l'aube simultanément³⁾.
- La position du bord d'attaque et du bord de fuite de la roue doit être contrôlée en deux ou trois points selon la vitesse spécifique (voir figure 12).
- La largeur d'entrée entre les aubes doit être contrôlée au moins en quatre points pour chaque aube (voir figure 15).
- Pour le contrôle de la section de sortie de la roue, la procédure suivante est recommandée (voir figures 13 et 15):

1) Pour les pompes-turbines, les termes «entrée» et «sortie» se réfèrent au fonctionnement en pompe.

2) Cette valeur peut être réduite à 0,1 selon la vitesse spécifique et la longueur du profil.

3) Lorsque la surface de l'aube est suffisamment bien relevée, on peut omettre de déterminer indépendamment les angles (voir 2.2.2).

2.2.2.2 Pumps and pump-turbines

2.2.2.2.1 Main components

As a minimum, the following parts shall be checked to show compliance with tolerances stated:

- the principal dimensions of the casing, diffuser, suction pipe and space between impeller/runner and head cover when necessary (figures 9 and 10);
- the principal dimensions of the impeller/runner including inlet and outlet diameters¹⁾, outlet height, impeller/runner band and crown (figures 12 and 15);
- the number of impeller/runner blades, diffuser vanes/guide vanes and stay vanes;
- the form of the impeller/runner water passages and of the diffuser vanes/guide vanes and stay vanes, including the maximum thickness of stay vanes, diffuser vanes and impeller/runner blades;
- the seal and blade tip clearances of the impeller/runner and end clearances of guide vanes, if any;
- the roughness of all components of the machine (see 2.2.3.3);
- the waviness of diffuser vanes, guide vanes if any, and impeller/runner blades (usually only relevant for the prototype).

2.2.2.2.2 Centrifugal and mixed-flow impellers/runners

The requirements for centrifugal and mixed-flow impellers/runners are, for convenience, expressed in terms of a single-flow single-stage machine. For double-flow and multi-stage machines, additional measurements shall be taken of all inlets and stages.

- Blade inlet profiles shall be measured at least at three sections. The inlet section shall extend from the nose of the blade to a distance of 0,15²⁾ of the reference diameter D for both sides along the blade (see figure 14).
- Blade outlet profiles shall be checked at least at two sections for low specific speed machines and at three sections for high specific speed machines. The outlet section shall extend from the trailing edge of the blade to a distance of 0,15²⁾ of the reference diameter back along both pressure and suction sides of the blade (see figures 13 and 14).
- Entire blade profile (from inlet edge to outlet edge) shall be measured at least for one section, if possible, depending on the impeller/runner specific speed or randomly on the whole surface (see figures 13 and 14).
- Blade inlet angles shall be checked at the same sections as for inlet profiles. The inlet angle can be measured, for example, by using a template extending from the leading edge of the blade to a distance of 0,15²⁾ of the reference diameter along the blade and located to give the best fit to both sides of the blade simultaneously ³⁾.
- The location of the impeller/runner inlet and outlet edges shall be checked at two or three points depending on the specific speed (see figure 12).
- Inlet width between blades shall be checked at least at four points on each blade (see figure 15).
- For the outlet section of the impeller/runner, the following procedure is recommended (see figures 13 and 15):

¹⁾ "Inlet/Outlet" for pump-turbines refers to pump mode.

²⁾ This value can be reduced to 0,1 depending on specific speed and profile length.

³⁾ Where the blade surface is sufficiently well-represented, the independent determination of angles can be omitted (see 2.2.2).

- 1) mesurage des profils de sortie de l'aube dans deux sections ou plus, selon la vitesse spécifique;
- 2) mesurage de la hauteur (b) entre les flasques dans chacun des canaux entre les aubes de la roue;
- 3) détermination de la largeur de sortie (a) correspondant au diamètre maximal d'un cercle inscrit entre l'intrados et l'extrados des aubes à la sortie de la roue.

Lorsque la roue du prototype est fabriquée en assemblant par soudage des éléments préfabriqués, il peut être convenu de réaliser le contrôle du profil des aubes avant l'assemblage, c'est-à-dire après usinage complet de chaque aube. Après l'assemblage, il suffit de contrôler la position des aubes (comme le montre par exemple la figure 12), les congés de raccordement et la largeur d'entrée.

2.2.2.2.3 Roues hélices

Les profils des pales doivent être contrôlés selon la même procédure que celle décrite en 2.2.2.1.3 pour les roues de turbines Kaplan.

2.2.2.2.4 Directrices et jeux

Pour les profils des directrices et les jeux, voir 2.2.2.1.5 et 2.2.2.1.6.

- 1) measurement of blade outlet profiles at two or more sections depending on specific speed;
- 2) measurement of the heights (b) between shrouds of the individual blade passages for impeller/runner;
- 3) determination of the outlet width (a) where the maximum inscribed circle is tangential to the pressure and suction faces at the outlet.

For fabricated prototype runners (assembled by welding of prefabricated components) it may be agreed that the check of blade profiles can be made prior to assembly, i.e. after having completed machining of the individual blades. After assembly it is sufficient to check the blade position, (e.g. as outlined in figure 12), the fillets and inlet width.

2.2.2.2.3 Axial flow impellers /runners

The blade profiles shall be checked using the same procedure given in 2.2.2.1.3 for Kaplan turbine runners.

2.2.2.2.4 Guide vanes and clearances

For guide vane profiles and clearances, see 2.2.2.1.5 and 2.2.2.1.6.

2.2.2.2.5 Ecarts maximaux de similitude géométrique admissibles entre le prototype et le modèle de pompes et de pompes-turbines

	Ecart maximal admissible		
	Tolérance d'uniformité		Tolérance de similitude
	Modèle	Prototype	Prototype/Modèle
	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur moyenne prototype par rapport à valeur moyenne modèle mise à l'échelle $(L_P - \lambda_L L_M) / (\text{valeur de référence})^{1)}$
Dimensions principales du conduit hydraulique Conduit en métal ou en béton (bâche, aspirateur, etc.) Diamètre de l'anneau du diffuseur Longueur des directrices fixes et mobiles Epaisseur maximale des directrices T' Epaisseur maximale des avant-directrices T'' Hauteur du diffuseur Hauteur du distributeur Diamètre du cercle de vannage Position relative des directrices fixes et mobiles (par exemple exprimée en angle) Profil des directrices fixes et mobiles ou des aubes du diffuseur Ouverture maximale des directrices	±2 % ±1 % ±2 % ±5 % ±5 % ±2 % ±0,3 % ±0,2 % ±1° ±3 % T ±1,5 %	±2 % ±1 % ±2 % ±5 % ±8 % ±2 % ±0,3 % ±0,2 % ±1° ±5 % T ±2 %	±1 % ±1 % ±2 % ±5 % ±5 % ±2 % ±0,2 % ±0,2 % ±1° ±3 % T ≥0
Jeux Labyrinthes et jeu périphérique Longueur des labyrinthes Jeu aux extrémités des directrices	±50 % - ±50 %	±50 % - ±50 %	≤0 ≥0 ≤0
Roues centrifuges ²⁾ Profil de l'aube: arêtes d'entrée et de sortie reste de la surface Pas de sortie P_i Angle d'entrée β_2 ³⁾ Angle de sortie β_1 Largeur d'entrée et de sortie a Epaisseur maximale des aubes T ⁴⁾ Epaisseur des aubes près de l'arête de sortie Diamètres d'entrée et de sortie et autres dimensions de la roue	±0,1 % D ±0,2 % D ±0,2 % D ±1,5° ±1° ±3 % +3 % -6 % ±15 % ±0,25 % D	±0,1 % D ±0,2 % D ±0,5 % D ±1,5° ±1,5° +5 % -3 % +5 % -8 % ±15 % ±0,5 % D	±0,1 % D ±0,2 % D - ±1° ±1° +3 % -1 % +3 % -6 % ±15 % ±0,25 % D
¹⁾ Sauf indication contraire, la valeur moyenne du modèle mise à l'échelle ($\lambda_L L_M$) est prise comme valeur de référence. Les tolérances angulaires représentent la différence entre les angles sur le prototype et ceux sur le modèle. ²⁾ Pour les pompes-turbines, les termes «entrée» et «sortie» se réfèrent au fonctionnement en pompe. ³⁾ Lorsque la surface de l'aube est suffisamment bien relevée, on peut omettre de déterminer indépendamment les angles (voir 2.2.2). ⁴⁾ Pas nécessaire si les données complètes du profil sont disponibles.			

2.2.2.2.5 Permissible maximum deviations in geometrical similarity between prototype and model pumps/pump-turbines

	Permissible maximum deviation		
	Uniformity tolerance		Similarity tolerance
	Model	Prototype	Prototype/Model
	Individual value to average value	Individual value to average value	Prototype average value to scaled model average value ($L_P - \lambda_L L_M$)/(reference value) ¹⁾
Principal dimensions of hydraulic passages			
Metallic or concrete passages (casing, draft tube, etc.)	±2 %	±2 %	±1 %
Stay ring diameters	±1 %	±1 %	±1 %
Length of diffuser vanes/stay vanes	±2 %	±2 %	±2 %
Maximum thickness of guide vanes T'	±5 %	±5 %	±5 %
Maximum thickness of stay vanes T"	±5 %	±8 %	±5 %
Stay ring/diffuser height	±2 %	±2 %	±2 %
Distributor height	±0,3 %	±0,3 %	±0,2 %
Guide vane pitch circle diameter	±0,2 %	±0,2 %	±0,2 %
Relative position between stay vanes and guide vanes (for example expressed as an angle)	±1°	±1°	±1°
Guide vane/stay vane/diffuser profile	±3 % T	±5 % T	±3 % T
Maximum guide vane opening	±1,5 %	±2 %	≥0
Clearances			
Seal and blade tip clearance	±50 %	±50 %	≤0
Seal clearance length	-	-	≥0
Guide vane end clearances	±50 %	±50 %	≤0
Radial impellers/runners ²⁾			
Blade profile:			
inlet and outlet edges	±0,1 % D	±0,1 % D	±0,1 % D
remaining part of the surface	±0,2 % D	±0,2 % D	±0,2 % D
Inlet pitch P _i	±0,2 % D	±0,5 % D	-
Inlet angle β ₂ ³⁾	±1,5°	±1,5°	±1°
Outlet angle β ₁	±1°	±1,5°	±1°
Inlet and outlet width a	±3 %	+5 % -3 %	+3 % -1 %
Maximum blade thickness T ⁴⁾	+3 % -6 %	+5 % -8 %	+3 % -6 %
Blade thickness near the outlet edge	±15 %	±15 %	±15 %
Inlet and outlet diameters and other impeller/runner dimensions	±0,25 % D	±0,5 % D	±0,25 % D
¹⁾ The reference value is taken to be the scaled model average value ($\lambda_L L_M$) unless otherwise indicated. Angular tolerance is the difference between prototype and model angles. ²⁾ "Inlet/outlet" for pump-turbines refers to pump mode. ³⁾ Where the blade surface is sufficiently well represented, the independent determination of angles can be omitted (see 2.2.2). ⁴⁾ Not required if complete profile data are provided.			

	Ecart maximal admissible		
	Tolérance d'uniformité		Tolérance de similitude
	Modèle	Prototype	Prototype/Modèle
	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur individuelle par rapport à valeur moyenne	Valeur moyenne prototype par rapport à valeur moyenne modèle mise à l'échelle $(L_P - \lambda_L L_M) / (\text{valeur de référence})^{1)}$
Roues hélices			
Profil des pales	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$
Profil d'entrée	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$
Epaisseur maximale des aubes T ²⁾	$\begin{smallmatrix} +3 \\ -6 \end{smallmatrix} \%$	$\begin{smallmatrix} +5 \\ -8 \end{smallmatrix} \%$	$\begin{smallmatrix} +3 \\ -6 \end{smallmatrix} \%$
Epaisseur des aubes près de l'arête de sortie	$\pm 15 \%$	$\pm 15 \%$	$\pm 15 \%$
Diamètre à la ceinture D	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,2 \% D$
Autres dimensions de la roue	$\pm 0,25 \% D$	$\pm 0,5 \% D$	$\pm 0,25 \% D$
Ecart d'angle du profil	$\pm 0,25^\circ$	$\pm 0,25^\circ$	$\pm 0,25^\circ$
Ajustement axial du profil	$\pm 0,2 \% D$	$\pm 0,2 \% D$	$\pm 0,2 \% D$
Inclinaison maximale des pales	$\pm 0,25^\circ$	$\pm 0,25^\circ$	$\geq 0^\circ$
¹⁾ Sauf indication contraire, la valeur moyenne du modèle mise à l'échelle ($\lambda_L L_M$) est prise comme valeur de référence. Les tolérances angulaires représentent la différence entre les angles sur le prototype et ceux sur le modèle. ²⁾ Pas nécessaire si les données complètes du profil sont disponibles.			

2.2.3 Ondulation et rugosité de surface

2.2.3.1 Définitions

2.2.3.1.1 Ondulation de surface

L'ondulation représente l'écart du profil d'une surface par rapport à une courbe lisse à laquelle une baguette flexible se conformerait facilement. L'ondulation est exprimée par le rapport de l'écart maximal à la longueur sur laquelle se produit l'écart par rapport à la courbe lisse. C'est le rapport X/U de la figure 20. Afin de distinguer l'ondulation de la rugosité, il convient que U ne soit pas inférieur à 50 mm. Le point d'écart maximal X doit de préférence se trouver dans le tiers central de U .

Il est à noter que, parfois, les bosses sur la surface sont plus difficiles à évaluer que les creux. Cependant, les bosses sont relativement plus faciles à corriger.

2.2.3.1.2 Rugosité de surface

La rugosité de surface est la qualité caractéristique de la surface due à de petits écarts par rapport à sa forme générale tels que ceux produits par des marques d'outils de coupe, par des grains abrasifs, par l'avance de la machine-outil, par le revêtement et la peinture ou encore engendrés à l'origine par le procédé de fabrication (soudage).

Elle est caractérisée par le critère de rugosité R_a (moyenne arithmétique des écarts à la ligne moyenne du profil) défini dans l'ISO 468.

	Permissible maximum deviation		
	Uniformity tolerance		Similarity tolerance
	Model	Prototype	Prototype/Model
	Individual value to average value	Individual value to average value	Prototype average value to scaled model average value to reference value $(L_P - \lambda_L L_M) / (\text{reference value})$ ¹⁾
Axial flow impellers/runners			
Blade profile	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$
Nose profile	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$
Maximum blade thickness T ²⁾	$\begin{matrix} +3 \\ -6 \end{matrix} \%$	$\begin{matrix} +5 \\ -8 \end{matrix} \%$	$\begin{matrix} +3 \\ -6 \end{matrix} \%$
Blade thickness near the outlet edge	$\pm 15 \%$	$\pm 15 \%$	$\pm 15 \%$
Discharge ring diameter D	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,1 \% D$	$\pm 0,2 \% D$
Other runner dimensions	$\pm 0,25 \% D$	$\pm 0,5 \% D$	$\pm 0,25 \% D$
Angular difference of the profile	$\pm 0,25^\circ$	$\pm 0,25^\circ$	$\pm 0,25^\circ$
Axial adjustment of the profile	$\pm 0,2 \% D$	$\pm 0,2 \% D$	$\pm 0,2 \% D$
Maximum blade angle	$\pm 0,25^\circ$	$\pm 0,25^\circ$	$\geq 0^\circ$
¹⁾ The reference value is taken to be the scaled model average value $(\lambda_L L_M)$ unless otherwise indicated. Angular tolerances are the difference between prototype and model angles. ²⁾ Not required if complete profile data are provided.			

2.2.3 Surface waviness and roughness

2.2.3.1 Definitions

2.2.3.1.1 Waviness

Waviness is the deviation of a surface profile from a smooth curve to which a flexible stick would readily conform. Waviness is expressed as the ratio of maximum deviation to distance over which the deviation from the smooth curve occurs. This is the ratio X/U of figure 20. In order to distinguish waviness from surface roughness, U should be not less than 50 mm. The point of maximum deviation X should be in the middle third of U .

It should be noted that bumps on the surface are sometimes more difficult to assess than hollows. However, bumps are relatively easier to correct.

2.2.3.1.2 Surface roughness

Surface roughness is the characteristic quality of the surface due to small departures from its general form such as those produced by the cutting action of tool edges, abrasive grains, feed of the machine, coating and painting or originally produced by the fabrication (welding) process.

It is characterized by the roughness criterion R_a (arithmetical mean deviation from the mean line of the profile) as defined in ISO 468.

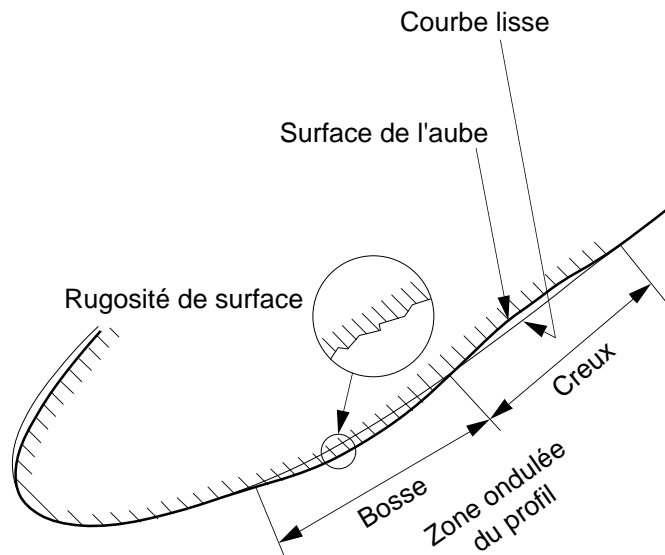
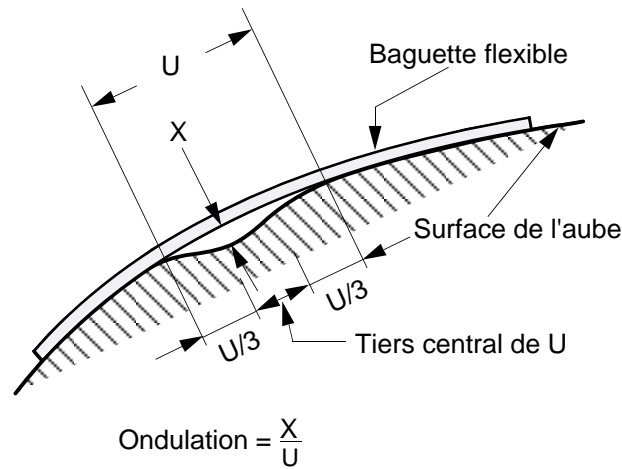


Figure 20 – Définition de l'ondulation et de la rugosité de surface

2.2.3.2 Exigences sur l'ondulation

Toute la surface des aubes, y compris les sections de profil déterminé ainsi que la couronne et la ceinture de la roue doivent être contrôlées pour établir que les profils sont des courbes lisses et continues avec des ondulations inférieures à $\pm 0,02$. Une baguette flexible peut être utilisée pour ce contrôle.

Sur les surfaces sujettes à la cavitation, l'ondulation doit être inférieure à $\pm 0,01$.

2.2.3.3 Exigences sur la rugosité du prototype

Les surfaces hydrauliquement rugueuses réduisent le rendement du modèle comme du prototype à une valeur inférieure au rendement qu'il serait possible d'obtenir.

Il est souhaitable que le modèle soit conçu de façon à engendrer un écoulement hydrauliquement lisse (voir [2], annexe P) même si ce n'est pas normalement le cas dans les éléments les plus significatifs du prototype. Il est conventionnellement admis d'appliquer les formules de majoration de rendement décrites en 3.8 en dépit du fait que ces formules sont seulement valables pour des surfaces hydrauliquement lisses.

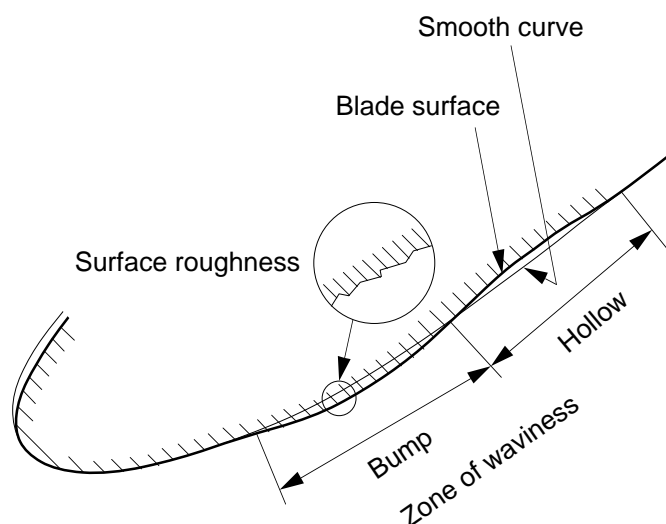
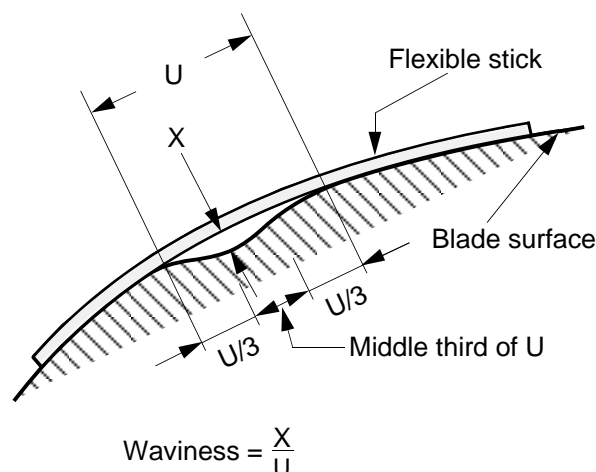


Figure 20 – Definition of waviness and surface roughness

2.2.3.2 Waviness requirements

The whole surface of the blades, including the defined profile sections and the runner/impeller crown and band shall be checked to establish that profiles are smooth continuous curves with a waviness of less than $\pm 0,02$. A flexible stick may be used for this purpose.

On surfaces subject to cavitation, the waviness shall be less than $\pm 0,01$.

2.2.3.3 Prototype roughness requirements

Rough surfaces in the water passages of both model and prototype machines reduce the efficiency below the value which is potentially obtainable.

The model should be such that a hydraulically smooth flow (see [2], annex P) is achieved, even if it is not normally the case in the most significant prototype components. It is conventionally agreed to apply the efficiency scale-up formulae described in 3.8 despite the fact that these formulae are valid only for hydraulically smooth flows.

La rugosité de surface du prototype doit être spécifiée en tenant compte de la valeur économique du rendement, des coûts de fabrication, de la grandeur de la machine, de la probabilité de détérioration rapide du fini de surface initial par l'érosion ou la corrosion durant le fonctionnement sur site, etc.

Le tableau 1 donne des valeurs indicatives de rugosité de surface pour le prototype.

En fonction des considérations ci-dessus, les valeurs recommandées pour la rugosité de surface sont classées en deux groupes. La frontière entre ces groupes, en terme d'énergie hydraulique massique E , est donnée dans le tableau 1 pour différents types de machines correspondant approximativement à des machines de basse à moyenne vitesse spécifique (machines de moyenne à haute chute) et à des machines de grande vitesse spécifique (machines de basse chute).

Les valeurs de la rugosité de surface du prototype sont valables pour les conditions de surface finales. Cela signifie que si les éléments hydrauliques mouillés ont été peints ou possèdent un revêtement de surface, les contrôles doivent se faire dans ces conditions.

De plus, les exigences de finition peuvent être choisies en certains endroits pour améliorer la résistance à la cavitation ou pour des raisons de fatigue et, dans ces cas, le choix du fini de surface n'est pas lié à la similitude dimensionnelle entre le modèle et le prototype.

Lorsqu'on détermine la rugosité de surface des pièces usinées composant la structure d'entrée et de sortie, la bêche spirale, le cône de l'aspirateur et la chambre d'entrée d'une turbine tubulaire, les soudures, du fait de leur petite taille par rapport à la surface totale, ne sont pas à prendre en compte dans ce contrôle. Toutefois, il est présumé que les soudures sont propres et sans arêtes vives. Cela signifie aussi que pour les machines de basse chute (colonne de gauche du tableau 1), les soudures n'ont pas besoin d'être meulées.

The prototype roughness shall be specified taking into account the economic value of efficiency, the cost of manufacture, the size of the machine, the likelihood of quick damage of the initial surface finish due to erosion or corrosion during on site operation, etc.

Table 1 indicates guidance values of prototype surface roughness.

Subject to the above considerations, the recommendations for surface roughness values are split into two groups. The boundary of these groups, in terms of specific hydraulic energy E , is given in table 1 for various types of machines, corresponding approximately to machines with lower to medium specific speed (medium to high head machines) and to machines with higher specific speed (low head machines).

The values of prototype surface roughness are valid for the finished condition of the surface. This means that if the hydraulic wetted components have painted or coated surfaces, this condition shall be checked.

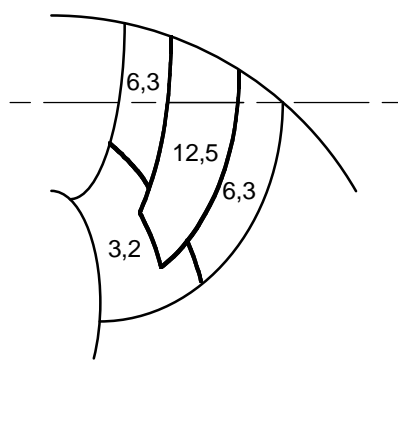
Moreover, the finish required may be chosen at some locations to improve cavitation resistance or for fatigue reasons; then the choice of finish is not related to model-to-prototype dimensional similarity.

In determining the surface roughness of fabricated components in the inlet and outlet structure, spiral case, draft tube cone and inlet chamber of tubular turbines, the welds, due to their small portion of the whole surface area, are not to be included in the surface checking. However, this assumes that the welds are clean without contour edges. This also means that for machines with lower heads (left hand column in table 1), those welds need not be ground.

**Tableau 1 – Rugosité de surface R_a recommandée pour le prototype
(surfaces finies, peinture éventuelle incluse)**

Type de machine		Composant	R_a μm	
Machine à réaction	Axiale	Pales de roue	E < 300 J·kg ⁻¹	E > 300 J·kg ⁻¹
		Aubes du distributeur et du diffuseur	≤6,3	≤3,2
		Bâche spirale, avant-distributeur, ceinture, cône de l'aspirateur et entrée des machines tubulaires	≤12,5	≤6,3
	Radiale ou diagonale	Bâche spirale, avant-distributeur, ceinture, cône de l'aspirateur et entrée des machines tubulaires	≤25,0	≤12,5
		Aubes de roue	E < 2 000 J·kg ⁻¹	E > 2 000 J·kg ⁻¹
		Aubes du distributeur et du diffuseur	≤6,3	≤3,2
Turbine Pelton		Bâche spirale, avant-distributeur (et canal de retour pour les machines multi-étages), plaques d'usure et cône de l'aspirateur	≤12,5	≤6,3
			≤25,0	≤12,5
		Intérieur des augets et sortie des injecteurs	E < 5 000 J·kg ⁻¹	E > 5 000 J·kg ⁻¹
		Injecteurs	≤3,2	≤1,6
		Répartiteur	≤12,5	≤6,3
			≤25,0	≤12,5

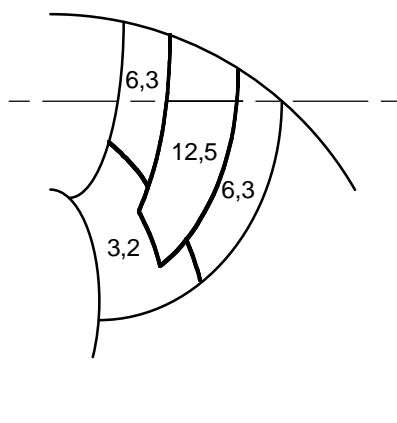
NOTE – Les valeurs indiquées dans ce tableau sont des moyennes valables pour la surface totale du composant en cause. En raison des conditions hydrauliques locales, on peut admettre dans certaines zones des écarts allant jusqu'à ± 1 classe de R_a (par exemple, de $R_a = 3,2 \mu\text{m}$ à $R_a = 12,5 \mu\text{m}$ au lieu de la valeur moyenne recommandée $R_a = 6,3 \mu\text{m}$ pour les aubes de roue d'une turbine radiale, voir schéma).



**Table 1 – Recommended prototype surface roughness R_a
(finished surfaces, eventual painting included)**

Type of machine		Component	R_a μm	
Reaction machine	Axial	Runner/impeller blades Guide and diffuser vanes Spiral case, stay ring, discharge ring, draft tube cone and tubular machine intake	E < 300 J·kg ⁻¹	E > 300 J·kg ⁻¹
			≤6,3	≤3,2
			≤12,5	≤6,3
			≤25,0	≤12,5
Reaction machine	Radial or diagonal	Runner/impeller blades Guide and diffuser vanes Spiral case, stay ring (including return vanes for multi-stage machines), facing plates and draft tube cone	E < 2 000 J·kg ⁻¹	E > 2 000 J·kg ⁻¹
			≤6,3	≤3,2
			≤12,5	≤6,3
			≤25,0	≤12,5
Pelton turbine		Inside of buckets and exit of nozzle Nozzle Manifold	E < 5 000 J·kg ⁻¹	E > 5 000 J·kg ⁻¹
			≤3,2	≤1,6
			≤12,5	≤6,3
			≤25,0	≤12,5

NOTE – The values given are average values for the total surface of the component involved. Due to local hydraulic conditions, deviations up to ± 1 class of R_a may be accepted in certain areas (for instance, from $R_a = 3,2 \mu\text{m}$ to $R_a = 12,5 \mu\text{m}$ instead of the recommended mean value $R_a = 6,3 \mu\text{m}$ for the runner blades of a radial turbine, see sketch).



2.3 Similitude hydraulique, conditions d'essai et modalités d'exécution des essais

2.3.1 Similitude hydraulique

2.3.1.1 Prescriptions théoriques fondamentales et paramètres de similitude

En théorie, pour respecter la similitude hydrodynamique entre deux turbomachines hydrauliques A et B (A peut représenter un modèle et B un prototype), il faut remplir les conditions suivantes:

- a) similitude géométrique entre les machines A et B;
- b) rapport identique des différentes forces qui agissent entre le fluide et les composants de chaque machine.

Ces rapports sont définis sous forme de termes sans dimensions appelés paramètres de similitude.

Dans le cadre de la présente norme, les principaux paramètres de similitude sont définis au tableau 2.

Tableau 2 – Paramètres de similitude

Paramètre de similitude (et symbole)	Rapport des forces	Définition générale	Définition utilisée dans cette norme
Reynolds (Re)	$\frac{\text{inertie}}{\text{viscosité}}$	$\frac{v_c \cdot L_c}{\nu}$	Voir 1.3.3.11.1
Euler (Eu)	$\frac{\text{pression}}{\text{inertie}}$	$\frac{\Delta p_c}{\rho \cdot v_c^2}$	Voir 1.3.3.11.4
Thoma (σ)		$\frac{\text{NPSE}}{E}$	Voir 1.3.3.6.6
Froude (Fr)	$\frac{\text{inertie}}{\text{gravité}}$	$\frac{v_c}{(g \cdot L_c)^{1/2}}$	Voir 1.3.3.11.2
Weber (We)	$\frac{\text{inertie}}{\text{tension superficielle}}$	$\frac{\rho \cdot L_c \cdot v_c^2}{\sigma^*}$	Voir 1.3.3.11.3 (identique à la définition générale)
L_c est la longueur caractéristique; v_c est la vitesse caractéristique; Δp_c est la différence de pression caractéristique; σ^* est la tension superficielle du fluide.			

Habituellement, il est impossible de choisir les conditions d'essai de façon à respecter simultanément les différents paramètres de similitude. Il faut donc prendre en compte celle des conditions de similitude qui a le plus d'influence sur les résultats.

Dans la plupart des essais sur modèle, il n'est pas possible d'obtenir la valeur du paramètre de similitude pour le prototype. Il faut donc corriger les résultats obtenus sur modèle lorsqu'on les transpose aux conditions de fonctionnement du prototype. Une telle correction est également nécessaire lorsque le nombre de Reynolds lors des relevés de performance du modèle diffère du nombre de Reynolds spécifié.

2.3 Hydraulic similitude, test conditions and test procedures

2.3.1 Hydraulic similitude

2.3.1.1 Theoretical basic requirements and similitude numbers

In theory, to achieve hydrodynamic similitude between two hydraulic turbomachines A and B (where A can stand for model and B for prototype) the following conditions should be met:

- geometrical similitude between machines A and B;
- identical ratios of the various forces, acting between the fluid and the components of each machine.

These ratios are defined by dimensionless terms and are identified by similitude numbers.

In the context of this standard, the major similitude numbers are summarized in table 2:

Table 2 – Similitude numbers

Similitude number (symbol)	Ratio of forces	General definition	Definition used in this standard
Reynolds (Re)	$\frac{\text{inertia}}{\text{viscosity}}$	$\frac{v_c \cdot L_c}{\nu}$	See 1.3.3.11.1
Euler (Eu)	$\frac{\text{pressure}}{\text{inertia}}$	$\frac{\Delta p_c}{\rho \cdot v_c^2}$	See 1.3.3.11.4
Thoma (σ)		$\frac{\text{NPSE}}{E}$	See 1.3.3.6.6
Froude (Fr)	$\frac{\text{inertia}}{\text{gravity}}$	$\frac{v_c}{(g \cdot L_c)^{1/2}}$	See 1.3.3.11.2
Weber (We)	$\frac{\text{inertia}}{\text{surface tension}}$	$\frac{\rho \cdot L_c \cdot v_c^2}{\sigma^*}$	See 1.3.3.11.3 (identical to general definition)
L_c is the characteristic length; v_c is the characteristic velocity; Δp_c is the characteristic differential pressure; σ^* is the surface tension of fluid.			

Usually, it is impossible to choose the test conditions to satisfy the various similitude numbers simultaneously. Therefore, the similitude condition to be considered should be the one with the greatest influence on the results.

In most model tests, it is not possible to achieve the corresponding prototype similitude number. Therefore, corrections have to be applied to the model results when they are transformed to prototype conditions. Such corrections will also be required if the Reynolds number for model performance data is different from a specified Reynolds number.

2.3.1.2 Conditions de similitude hydraulique utilisées dans la présente norme

Des prescriptions fondamentales ci-dessus, on peut déduire que deux machines A et B fonctionnent dans des conditions hydrauliquement semblables si les conditions suivantes sont remplies:

- a) les prescriptions de similitude géométrique stipulées en 2.1.3.4 et en 2.2 sont respectées;
- b) les rapports des composantes correspondantes de la vitesse d'écoulement sont identiques en tous points homologues des deux machines, et les triangles des vitesses à la roue (définis par les vitesses absolues, d'entraînement et relatives) sont donc géométriquement semblables.

En conséquence, les deux machines ont, en des points de fonctionnement homologues, mêmes coefficients de débit, d'énergie massique et de cavitation (voir 1.3.3.12):

même coefficient de débit $(Q_{nD})_A = (Q_{nD})_B$

et même coefficient d'énergie massique $(E_{nD})_A = (E_{nD})_B$

et même coefficient de cavitation $(\sigma_{nD})_A = (\sigma_{nD})_B$

ou bien mêmes facteurs de débit et de vitesse et même nombre de Thoma (voir 1.3.3.12):

même facteur de débit $(Q_{ED})_A = (Q_{ED})_B$

et même facteur de vitesse $(n_{ED})_A = (n_{ED})_B$

et même nombre de Thoma $\sigma_A = \sigma_B$

C'est l'égalité de ces coefficients et facteurs qui caractérise la similitude hydraulique des deux machines, essentielle en ce qui concerne les caractéristiques «hydrauliques» qui sont garanties ou spécifiées conformément à 1.4.

D'autres conditions de similitude, importantes pour les aspects «mécaniques» (par exemple hydroélasticité, etc.) ne sont pas prises en compte dans la présente norme.

2.3.1.3 Similitude requise pour les différents types d'essai sur modèle

Dans le tableau 3 sont passées en revue les conditions de similitude qu'il est souhaitable d'observer lorsqu'on effectue des essais sur modèle dont les résultats doivent être rapportés à une machine prototype.

Indépendamment du type d'essai, il faut au minimum respecter les conditions de similitude relatives au débit, à l'énergie hydraulique massique ou à la vitesse et à la cavitation (si on peut s'attendre à une influence de la cavitation) définies en 2.3.1.2 b) pour que soit réalisée la similitude hydraulique entre le modèle et le prototype.

Les paragraphes 2.3.1.4, 2.3.1.5 et 2.3.1.6 ci-après donnent de plus amples détails sur la façon dont la présente norme prend en compte l'influence des différentes conditions de similitude.

2.3.1.2 Conditions for hydraulic similitude as used in this standard

From the above basic requirements, it can be derived that two machines A and B are operated under hydraulically similar operating conditions if the following conditions are met:

- a) the requirements of geometric similarity between A and B stipulated in 2.1.3.4 and in 2.2 are fulfilled;
- b) the ratios of corresponding flow velocity components at any homologous point of both machines are identical, making the corresponding velocity triangles at the runner/impeller (defined by the absolute, circumferential and relative velocity components) geometrically similar.

As a consequence, both machines have, at corresponding operating points, identical discharge, energy and cavitation coefficients (see 1.3.3.12):

$$\text{same discharge coefficient} \quad (Q_{nD})_A = (Q_{nD})_B$$

$$\text{and same energy coefficient} \quad (E_{nD})_A = (E_{nD})_B$$

$$\text{and same cavitation coefficient} \quad (\sigma_{nD})_A = (\sigma_{nD})_B$$

or identical discharge and speed factors and Thoma number (see 1.3.3.12):

$$\text{same discharge factor} \quad (Q_{ED})_A = (Q_{ED})_B$$

$$\text{and same speed factor} \quad (n_{ED})_A = (n_{ED})_B$$

$$\text{and same Thoma number} \quad \sigma_A = \sigma_B$$

The equality of these coefficients and factors characterizes the hydraulic similitude of both machines. This is important with respect to "hydraulic" characteristics and/or data which are guaranteed or specified according to 1.4.

Other similitude conditions which are important for "mechanical" aspects (e.g. hydroelasticity etc.) are not covered by this standard.

2.3.1.3 Similitude requirements for various types of model tests

Table 3 gives an overview of similitude conditions which should be observed when performing tests on a model whose results are related to a prototype machine.

Independent of the type of test, as a minimum, the similitude conditions for discharge, specific hydraulic energy or speed and cavitation (if a cavitation influence is expected) shall be fulfilled according to 2.3.1.2 b), in order to achieve hydraulic similitude between model and prototype.

The following subclauses 2.3.1.4, 2.3.1.5 and 2.3.1.6 give detailed information on the influence of the various similitude conditions covered by this standard.

Tableau 3 – Similitude requise pour les différents types d'essai sur modèle

Machines à réaction	
Type d'essai	Conditions de similitude à observer et commentaires
<i>Essai de performance</i>	L'influence éventuelle de la cavitation sur le débit, l'énergie hydraulique massique, le rendement et la puissance doit être contrôlée par des essais de cavitation (variations de σ) en des points de fonctionnement choisis, indépendamment de la décision d'effectuer les essais à $\sigma_M = \sigma_{pl}$ ou à $\sigma_M > \sigma_{pl}$.
	Rendement, puissance: Dans le domaine garanti, on doit tenir compte de l'influence de Re (voir 2.3.1.4.1). Puisque habituellement $Re_M < Re_p$, il faut appliquer des corrections pour le rendement et la puissance: voir 3.8.2.4.
	Débit, énergie hydraulique massique: On admet que les nombres de Reynolds et de Froude n'ont pas d'influence.
<i>Essai de cavitation</i>	On doit tenir compte de l'influence de Fr , de Re et de la qualité de l'eau (voir 2.3.1.6). Si $Fr_M \neq Fr_p$, il faut au moins observer $\sigma_M = \sigma_{pl}$ (voir 2.3.1.5). Voir note.
<i>Essai d'emballement</i>	On admet que Re et Fr n'ont pas d'influence. On doit tenir compte de l'influence de la cavitation.
<i>Essai dans les quatre quadrants et essais complémentaires</i>	On admet que Re et Fr n'ont pas d'influence. Dans certains cas, on doit contrôler l'influence de la cavitation dans certaines zones de fonctionnement.
Turbines à action	
Type d'essai	Conditions de similitude à observer et commentaires
<i>Essai de performance</i>	Il est recommandé de respecter la similitude de Froude pour les essais de performance (voir 2.3.1.5.2).
	Rendement, puissance: On tient compte de l'influence de Fr , We et Re conformément à 3.8.2.4 et à l'annexe K.
	Débit, énergie hydraulique massique: On admet que Fr , We et Re n'ont pas d'influence.
<i>Essai de cavitation</i>	Habituellement non réalisé.
<i>Essai d'emballement</i>	On admet que seule la similitude de Froude est à respecter.
<i>Essais complémentaires</i>	On admet que Fr , We , Re et la cavitation n'ont pas d'influence.
NOTE – On admet qu'il existe une limite inférieure de σ au-dessous de laquelle il n'est plus nécessaire d'examiner l'influence du nombre de Reynolds sur les performances, car l'influence de l'écoulement diphasique est alors prédominante (voir 3.8.2.4.2).	

Table 3 – Similitude requirements for various types of model tests

Reaction machines	
Type of test	Similitude conditions to be observed and comments
<i>Performance test</i>	The possible influence of cavitation on discharge, specific hydraulic energy, efficiency and power shall be checked by cavitation tests (σ -variations) at selected operating points, independent of the agreement to perform these tests at $\sigma_M = \sigma_{pl}$ or $\sigma_M > \sigma_{pl}$.
	Efficiency, power: The influence of Re shall be considered within the guarantee range (see 2.3.1.4.1). Because usually $Re_M < Re_P$, corrections have to be applied for efficiency and power: see 3.8.2.4.
	Discharge, specific hydraulic energy: It is assumed that Re and Fr have no influence.
<i>Cavitation test</i>	The influence of Fr, Re and water quality (see 2.3.1.6) shall be considered. If $Fr_M \neq Fr_P$ then at least $\sigma_M = \sigma_{pl}$ shall be observed (see 2.3.1.5). See note.
<i>Runaway test</i>	It is assumed that Re and Fr have no influence. The influence of cavitation shall be considered
<i>Four-quadrant and additional tests</i>	It is assumed that Re and Fr have no influence. In some cases cavitation influence shall be checked in certain ranges of operation
Impulse turbines	
Type of test	Similitude conditions to be observed and comments
<i>Performance test</i>	It is recommended that Fr similitude be respected for performance tests (see 2.3.1.5.2).
	Efficiency, power: The influences of Fr, We and Re are considered according to 3.8.2.4 and annex K
	Discharge, specific hydraulic energy: It is assumed that Fr, We and Re have no influence
<i>Cavitation test</i>	Usually not performed
<i>Runaway test</i>	It is assumed that only Fr similitude shall be respected
<i>Additional tests</i>	It is assumed that Fr, We, Re and cavitation have no influence
NOTE – It is assumed that there is a lower limit for σ below which the influence of the Reynolds number on performance need no longer be considered, because the influence of two-phase flow is dominant (see 3.8.2.4.2).	

2.3.1.4 Similitude de Reynolds

2.3.1.4.1 Machines à réaction

Les pertes par frottement dépendent principalement du nombre de Reynolds, à condition que l'écoulement soit hydrauliquement lisse. Du fait que le nombre de Reynolds du modèle, rapporté au diamètre de référence de la machine (ou à une longueur caractéristique d'un composant), est en général inférieur à celui du prototype, le rapport des pertes par frottement aux pertes totales est plus grand pour le modèle que pour le prototype. Dans la plupart des cas, le rendement du modèle est donc quelque peu inférieur à celui du prototype.

Par conséquent, dans le domaine garanti, où le rapport des pertes par frottement aux pertes totales est important, les rendements du modèle et les facteurs ou coefficients de puissance doivent subir une correction lorsqu'on les rapporte à un nombre de Reynolds différent de celui que l'on avait pendant les essais, en particulier lorsqu'on transpose les résultats du modèle aux conditions de fonctionnement du prototype (voir 3.8).

Il n'y a pas lieu de considérer l'influence du nombre de Reynolds:

- dans le domaine des rendements garantis, lorsque l'influence de la cavitation entraîne une chute de rendement supérieure à 0,5 % (voir 3.8.2.4.2);
- en dehors du domaine garanti, c'est-à-dire pour des fonctionnements très éloignés du point de tracé de la machine, où le rapport des pertes par frottement aux pertes totales devient faible. C'est par exemple le cas
 - en emballement;
 - en régime de coupure pour une pompe;
 - en fonctionnement dans les quatre quadrants pour une pompe-turbine (sauf dans le domaine de fonctionnement garanti).

2.3.1.4.2 Turbines à action

L'influence du nombre de Reynolds sur le rendement hydraulique est pris en compte conformément à l'annexe K et à 3.8.2.4.

2.3.1.5 Similitude de Froude et essais de cavitation

C'est surtout lorsqu'on effectue des essais sur modèle dans les conditions suivantes de fonctionnement qu'il convient de respecter la similitude de Froude:

- écoulement diphasique (par exemple importantes zones de cavitation sur les pales de roue, torche dans l'aspirateur ou rejet de l'eau en émulsion dans l'air dans le bâti d'une turbine Pelton);
- écoulement à surface libre (par exemple aspiration d'une pompe avec possibilité de vortex).

L'influence du nombre de Froude peut donc être spécialement importante pour les turbines à action et pour les machines à réaction de faible énergie hydraulique massique, lorsque le fonctionnement dans les conditions de l'aménagement commence à être influencé par un écoulement cavitant attaché aux pales de roue ou apparaissant dans l'aspirateur sous forme de vortex.

Pour des essais de cavitation, on ne doit envisager d'appliquer la similitude de Froude que lorsque la distance verticale entre les points les plus hauts et les plus bas des pales de la roue du prototype devient significative par rapport à la hauteur de chute nette. Ceci peut se produire pour de grandes machines à axe horizontal fonctionnant sous une faible énergie hydraulique massique.

2.3.1.4 Reynolds similitude

2.3.1.4.1 Reaction machines

Friction losses are mainly dependent on the Reynolds number provided that flow conditions are hydraulically smooth. Because the Reynolds number of the model, referred to the reference diameter of the machine (or to a characteristic length of a component) is usually smaller than that of the prototype, the ratio of friction losses to total losses for the model becomes larger than the corresponding ratio for the prototype. Therefore, in most cases, model efficiency is somewhat lower than prototype efficiency.

As a consequence, within the guarantee range, where the ratio of friction losses to total losses is important, model efficiencies and power factors or coefficients shall be corrected when they are referred to a Reynolds number different from that experienced during testing, for example if model results are scaled up to prototype conditions (see 3.8).

The influence of the Reynolds number is not considered:

- in the range of guaranteed efficiencies, if the influence of cavitation effects a drop of more than 0,5 % of efficiency (see 3.8.2.4.2);
- outside the range of guarantee, i.e. at extreme off-design operation, where the ratio of friction losses to total losses becomes small. This is, for example, the case for
 - runaway conditions;
 - shut off conditions of a pump;
 - four-quadrant operation of a pump-turbine (except within the guaranteed operating range).

2.3.1.4.2 Impulse turbines

The influence of the Reynolds number on hydraulic efficiency is considered according to annex K and 3.8.2.4.

2.3.1.5 Froude similitude and cavitation tests

Froude similitude should be respected mainly for model tests conducted under the following operating conditions:

- two-phase flow (e.g. large zones of cavitation on runner impeller blades, draft tube vortices, or in the housing of a Pelton turbine with water discharging and splashing in air);
- flow with a free surface (e.g. pump inlets with the possibility of free vortices).

The influence of the Froude number could be especially important for impulse turbines and reaction machines of low specific hydraulic energy, when performance at plant conditions becomes influenced by cavitating flow attached to runner/impeller blades or which appears as vortex cavities in a turbine draft tube.

For cavitation tests, the application of Froude similitude should be considered only when the vertical distance between the highest and lowest points of the full size runner/impeller blades becomes significant in relation to the plant turbine/pump head. This can be the case for large horizontal axis machines operating at low specific hydraulic energy.

2.3.1.5.1 Essais de cavitation des machines à réaction

a) Niveau de référence de cavitation z_c

On doit choisir le niveau de référence de cavitation z_c à l'emplacement où se produit la cavitation en cause. Il peut en résulter que le niveau de référence de cavitation z_c (voir 1.3.3.7.7) s'écarte du niveau de référence de la machine z_r défini en 1.3.3.7.6, car l'endroit où la cavitation est maximale n'est pas nécessairement au niveau z_r . La relation géométrique entre z_r , qui définit le calage de la machine, et z_c est illustré sur la figure 21; la relation entre les valeurs correspondantes de σ est donnée par la formule suivante, applicable au modèle et au prototype:

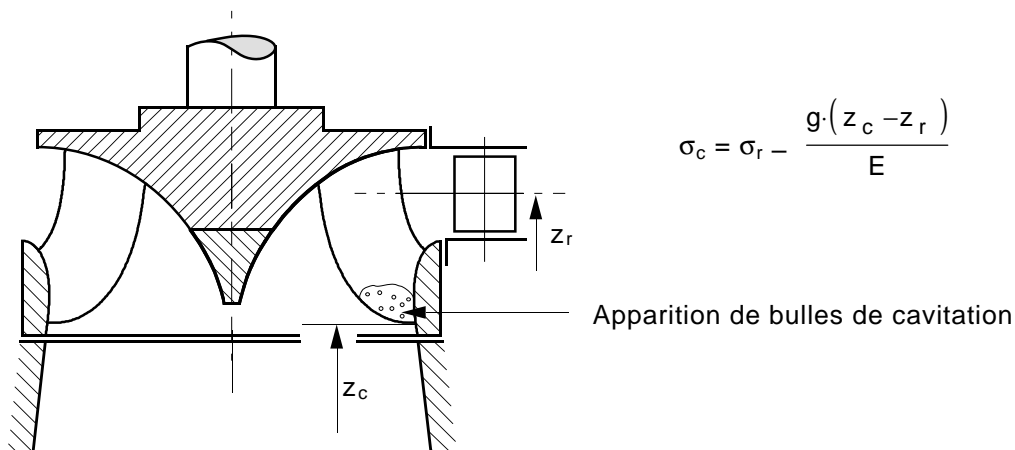


Figure 21 – Relation entre le niveau de référence z_r d'une turbine Francis et son niveau de référence de cavitation z_c

b) Essais de cavitation en similitude de Froude

Sauf accord contraire dans le contrat, les essais de cavitation peuvent être effectués sur un modèle à grande échelle, installé avec l'axe dans la même position (horizontale ou verticale) que le prototype et essayé sous l'énergie hydraulique massique requise par la similitude de Froude.

Il en résulte que, à toute cote homologue du modèle et du prototype, le nombre de Thoma ou le coefficient de cavitation est le même, à condition d'utiliser des niveaux de référence de cavitation z_c homologues, comme le montrent les figures 21 et 22.

c) Essais de cavitation hors similitude de Froude

Si les dimensions de la machine prototype ne sont pas significatives par rapport à la hauteur de chute nette de l'aménagement, il suffit d'utiliser lors des essais sur modèle des valeurs de σ égales à σ_{pl} , de manière à ce que les figures de cavitation soient suffisamment semblables entre modèle et prototype. Il est cependant essentiel d'utiliser pour le modèle et le prototype des niveaux de référence de cavitation z_c homologues (voir figures 21 et 22).

La similitude de Froude ne peut pas être appliquée lorsqu'elle nécessiterait des modèles exagérément grands ou des essais sous énergie hydraulique massique très faible comparée aux valeurs minimales préconisées en 2.3.2.2.

Dans tous les cas où on ne peut appliquer la similitude de Froude, on ne peut pas obtenir des nombres de Thoma σ simultanément égaux à tous les niveaux homologues du modèle et du prototype. Il est recommandé de choisir, par accord mutuel préalable aux essais, les niveaux de références homologues z_{cP} et z_{cM} sur le prototype et sur le modèle pour lesquels l'égalité des nombres de Thoma $\sigma_{cP} = \sigma_{cM}$ doit être respectée (voir figure 22).

2.3.1.5.1 Cavitation tests on reaction machines

a) Cavitation reference level z_c

The cavitation reference level z_c shall be chosen to correspond to the location where the relevant cavitation occurs. This may result in the cavitation reference level z_c (see 1.3.3.7.7) deviating from the machine reference level z_r , as defined in 1.3.3.7.6, because the location with maximum cavitation is not necessarily at elevation z_r . The geometrical relation between z_r , which defines the setting of the machine, and z_c is illustrated by figure 21, and the relation between the corresponding σ -values is given by the following formula which applies to both model and prototype.

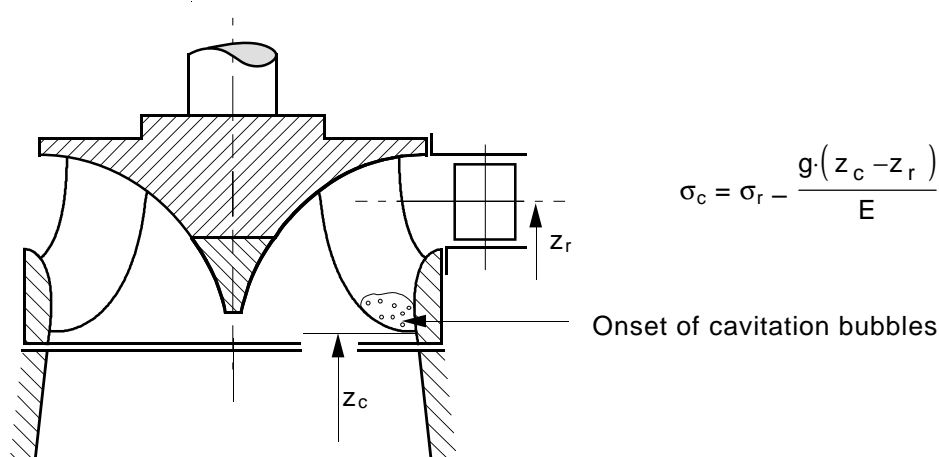


Figure 21 – Relation between the setting level z_r of a Francis turbine and the cavitation reference level z_c

b) Cavitation tests with application of Froude similitude

The cavitation test may be performed, unless otherwise agreed in the contract, on a large-size model, installed with the axis in the same position as that of the prototype (e.g. horizontal or vertical) and under a specific hydraulic energy as required by Froude similitude.

As a consequence, for any corresponding elevation of model and prototype, the same Thoma number or cavitation coefficient results, provided that homologous cavitation reference levels z_c are used as illustrated by figures 21 and 22.

c) Cavitation tests without full application of Froude similitude

If the prototype machine dimensions are not significant in relation to the plant turbine/pump head, for the model test, it is sufficient to use σ_{pl} to achieve a sufficient similitude for the cavitation pattern between model and prototype. However, it is essential that on model and prototype, homologous cavitation reference levels z_c are used (see figures 21 and 22).

The Froude condition cannot be applied, when it would result in excessively large models and/or very low test specific hydraulic energies compared with the minimum values indicated in 2.3.2.2.

In all cases where Froude similitude cannot be respected, the equality of Thoma number σ cannot be attained simultaneously for all homologous elevations on model and prototype. It is recommended that the homologous reference levels z_{cP} and z_{cM} in the prototype and model (for which the equality of Thoma numbers $\sigma_{cP} = \sigma_{cM}$ shall be observed) be selected by mutual agreement before the test (see figure 22).

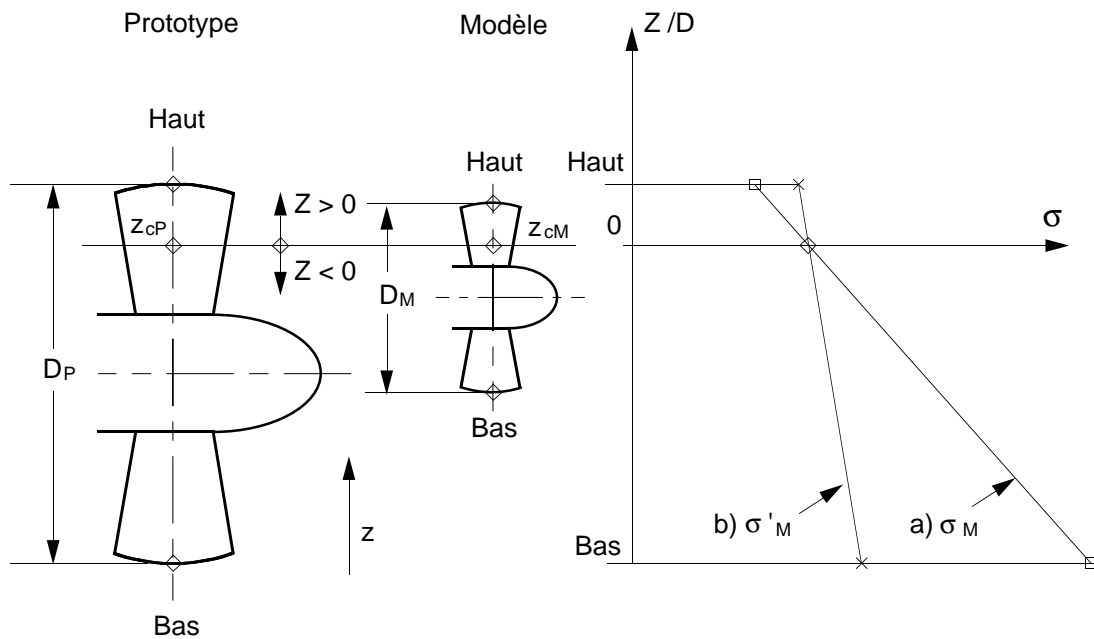


Figure 22 – Variation de σ en fonction du niveau z , pour le modèle et le prototype:

- a) en similitude de Froude: $Fr_M = Fr_P$ alors $\sigma_M = \sigma_P$
- b) hors similitude de Froude: $Fr_M = Fr_P$ alors $\sigma'_M = \sigma_P$

La figure 22 montre la variation de σ , pour le modèle et pour le prototype, entre le point le plus haut et le point le plus bas d'une roue de turbine tubulaire à arbre horizontal:

$$\sigma_{\text{bas}} = \sigma_c - \frac{g \cdot (z_{\text{bas}} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{g \cdot Z_{\text{bas}}}{E}$$

$$\sigma_{\text{haut}} = \sigma_c - \frac{g \cdot (z_{\text{haut}} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{g \cdot Z_{\text{haut}}}{E}$$

Si la similitude de Froude entre modèle et prototype est respectée, c'est-à-dire si $Fr_M = Fr_P$ les rapports

$$\frac{g \cdot (z - z_c)}{E} \quad \text{ou} \quad \frac{g \cdot Z}{E}$$

sont identiques à tous les niveaux homologues du modèle et du prototype; il en résulte donc des valeurs de σ identiques.

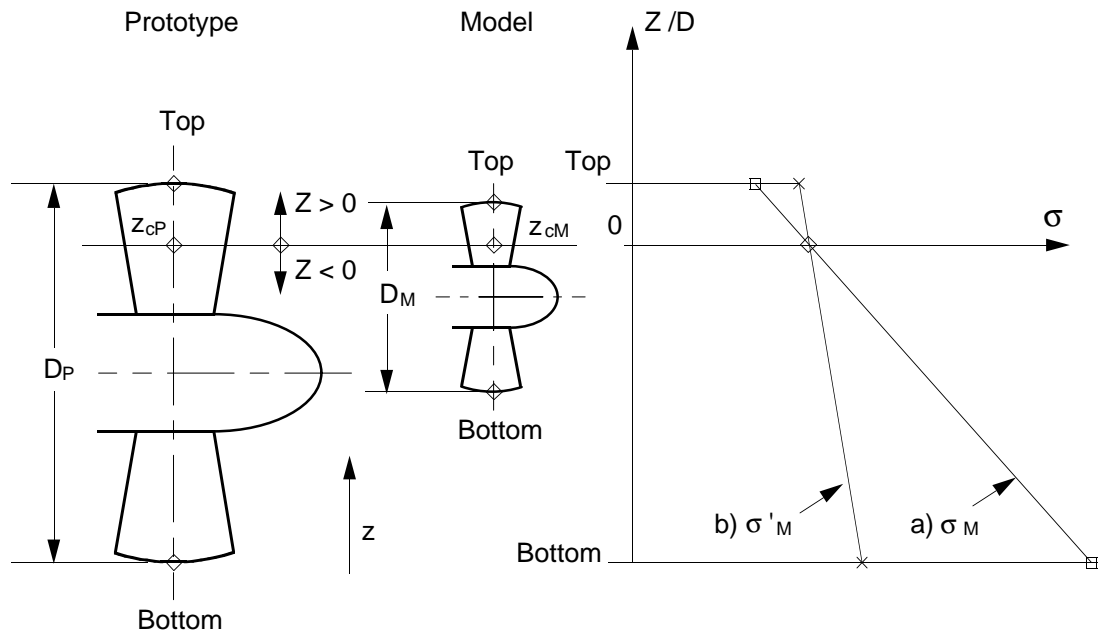


Figure 22 – Dependence of σ -values on level z for model and prototype, if:

- a) Froude similitude is respected: $Fr_M = Fr_P$ then $\sigma_M = \sigma_P$
- b) Froude similitude is not respected: $Fr_M > Fr_P$ then $\sigma'_M \neq \sigma_P$

The variation of σ for model and prototype between the lowest and highest points for a tubular turbine with horizontal shaft as illustrated by figure 22 is as follows:

$$\sigma_{\text{bottom}} = \sigma_c - \frac{g \cdot (z_{\text{bottom}} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{g \cdot Z_{\text{bottom}}}{E}$$

$$\sigma_{\text{top}} = \sigma_c - \frac{g \cdot (z_{\text{top}} - z_c)}{E} = \sigma_c - \frac{g \cdot Z_{\text{top}}}{E}$$

If the Froude condition between model and prototype is respected, i.e. $Fr_M = Fr_P$ then on all homologous elevations the ratios:

$$\frac{g \cdot (z - z_c)}{E} \quad \text{or} \quad \frac{g \cdot Z}{E}$$

are identical for both model and prototype, and consequently, identical σ -values result.

Si la similitude de Froude entre modèle et prototype n'est pas respectée, c'est-à-dire si $Fr_M \neq Fr_P$, il s'ensuit, à tous les niveaux homologues z autres que z_c , une différence $\sigma_P - \sigma'_M$ ¹⁾:

$$\sigma_P - \sigma'_M = g \cdot \left(\frac{(z - z_c)_M}{E_M} - \frac{(z - z_c)_P}{E_P} \right)$$

Au cours d'essais de cavitation hors similitude de Froude, il est conseillé de régler l'énergie massique nette à l'aspiration ou le nombre de Thoma de manière à couvrir toutes les conditions de fonctionnement spécifiées au contrat (variation du niveau du canal de fuite), et à établir la marge de sécurité entre la valeur minimale de σ_{pl} et une valeur spécifiée au contrat telle que σ_d (voir 1.3.3.6.10), en tenant compte de la différence $\sigma_P - \sigma'_M$ comme le montre la figure 22.

Dans certains cas, il est possible d'utiliser plusieurs niveaux de référence de cavitation, par exemple pour une grande turbine tubulaire à arbre horizontal. On peut alors mesurer les performances hydrauliques à un nombre de Thoma d'installation rapporté par exemple à un niveau situé 0,2 D au-dessous du sommet de la roue, ou au sommet de la roue lui-même, ou au sommet du moyeu. Un accord entre les parties sera nécessaire pour fixer la procédure à suivre et l'interprétation ultérieure des résultats.

d) Essais de cavitation des pompes-turbines

Pour les pompes-turbines, on doit utiliser essentiellement le même nombre de Thoma ou le même coefficient de cavitation, définis en 1.3.3.6.6 et 1.3.3.6.7, pour les fonctionnements en turbine et en pompe.

2.3.1.5.2 Essais de performance des turbines à action

A cause de l'écoulement diphasique qui se produit dans le bâti de la turbine, le rendement des turbines à action (par exemple du type Pelton) peut être fortement influencé par le nombre de Froude. Il est donc recommandé de choisir l'énergie hydraulique massique d'essai des modèles de turbines à action de façon à respecter la similitude de Froude.

2.3.1.6 Autres conditions de similitude

2.3.1.6.1 Nombre de Weber

Bien que la présente norme ne prenne pas en compte une quelconque influence du nombre de Weber (sauf à l'annexe K), on peut mentionner que celui-ci devient important en écoulement diphasique, tel qu'il s'en produit dans le bâti des turbines à action. C'est en effet de lui que dépend le degré de dispersion des gouttelettes, qui influe sur les pertes par ventilation et/ou sur la turbulence des jets.

Dans les essais sur modèle des turbines à action, il n'est généralement pas possible de respecter simultanément les similitudes de Froude et de Weber. C'est la similitude de Froude que l'on choisit d'observer dans la plupart des cas, car ses effets sont généralement prépondérants sur ceux de la similitude de Weber.

¹⁾ Lorsque l'énergie hydraulique massique E_M de l'essai est supérieure à celle requise par la similitude de Froude, cela entraîne $(z - z_c)_M / E_M < (z - z_c)_P / E_P$, et donc $\sigma'_M > \sigma_P$ pour tous les niveaux homologues au-dessus du niveau de référence de cavitation (les conditions sont plus favorables sur le modèle que sur le prototype quant à la cavitation). Il en est inversement pour tous les niveaux homologues situés au-dessous du niveau de référence de cavitation choisi.

If the Froude condition between model and prototype is not respected, i.e. $Fr_M \neq Fr_P$ then on homologous elevations $z \neq z_c$ the difference $\sigma_P - \sigma'_M$ results¹⁾:

$$\sigma_P - \sigma'_M = g \cdot \left(\frac{(z - z_c)_M}{E_M} - \frac{(z - z_c)_P}{E_P} \right)$$

In cavitation tests where Froude similitude is not fulfilled, the net positive suction specific energy or the Thoma number should be adjusted to cover all conditions specified in the contract (variation of tailwater level), and to establish the safety margin between the minimum σ_{pl} and a contractually specified value such as σ_d (see 1.3.3.6.10), taking into account the difference $\sigma_P - \sigma'_M$ as shown in figure 22.

In some cases, more than one cavitation reference level can be used, for example in the case of a large tubular turbine with horizontal shaft. Then performance characteristics can be measured at a plant Thoma number for example referred to an elevation located 0,2 D below the top of the runner, or referred to the top of the runner, or referred to the top of the hub. Agreement between the parties will be necessary to formulate the procedure to be followed and the subsequent interpretation of results.

d) Cavitation tests on pump-turbines

For pump-turbines, principally the same Thoma number or cavitation coefficient as defined in 1.3.3.6.6 or 1.3.3.6.7 shall be used for turbine and pump operation.

2.3.1.5.2 Performance tests on impulse turbines

Because of two-phase flow in the turbine housing, the efficiency of impulse turbines (e.g. Pelton type) may be strongly influenced by the Froude number. Therefore, it is recommended, for impulse turbine model tests, to choose a specific hydraulic energy which satisfies the Froude similitude.

2.3.1.6 Other similitude conditions

2.3.1.6.1 Weber number

Although this standard does not consider any influence of the Weber number (except in annex K), it can be stated that the Weber number becomes important for two-phase flow as it occurs in the housing of impulse turbines. The degree of atomization of droplets, which influences the windage losses and/or the jet disturbance, is dependent on the Weber number.

For model tests of impulse turbines it is usually not possible to respect Froude and Weber similitude simultaneously. Froude similitude is maintained in most cases, because the effects depending on Froude generally dominate over Weber similitude effects.

¹⁾ When the specific hydraulic energy E_M of the test is bigger than the one required by the Froude condition, then $(z - z_c)_M/E_M < (z - z_c)_P/E_P$, and it follows that $\sigma'_M > \sigma_P$ for all homologous elevations above the cavitation reference level (more favourable cavitation conditions occur on the model than on the prototype). The opposite occurs for all homologous elevations below the selected cavitation reference level.

2.3.1.6.2 Influence de la teneur en germes sur les figures de cavitation et sur les performances

Selon des travaux de recherche (voir [1] et [3]), l'extension visible des bulles de cavitation à leur apparition et les caractéristiques de cavitation qui en résultent peuvent être grandement influencées par la teneur en germes de l'eau (bulles non visibles d'air ou de gaz, de rayon inférieur à 50 μm).

Il n'est actuellement pas possible de prescrire des valeurs minimales de la teneur en germes et de la teneur en gaz dissous, qui sont dans une certaine mesure liées, car l'impact de divers paramètres tels que le type de machine, l'énergie hydraulique massique, etc. n'a pas encore été suffisamment établi.

Le mesurage de la teneur en germes est décrit en 2.5.3.2. L'apparition de la cavitation et la possibilité de l'observer dépendent du type de cavitation, qui est lui-même lié au type de machine. Particulièrement lors des essais de cavitation (par variation de σ) des roues Francis de moyenne ou grande vitesse spécifique, dans lesquelles la cavitation apparaît généralement à la sortie de la roue, il est important que l'eau contienne suffisamment de germes pouvant être amenés à grossir dans les zones où la pression locale est égale à la pression de vapeur.

Les mesures sur prototype montrent que normalement le nombre de germes est suffisant pour provoquer la cavitation dans toutes les zones de la roue où règne la pression de vapeur saturante.

Cependant, dans les boucles d'essai à circuit fermé, le nombre et la taille des germes sont réduits par suite du dégazage de l'eau durant les essais de cavitation. Il en résulte que, à une valeur déterminée de σ (par exemple au σ d'installation), il n'y a pas suffisamment de germes susceptibles de grossir dans les zones à basse pression, ce qui réduit l'étendue de la cavitation visible.

En ce qui concerne la cavitation, la qualité de l'eau du modèle est donc équivalente aux conditions de fonctionnement du prototype si la teneur en germes dans le modèle est suffisante pour assurer que la cavitation se développe dans toutes les zones où la pression locale est inférieure ou égale à la pression de vapeur. Ceci signifie que, à cette condition, l'étendue des zones où se produit une cavitation visible et la baisse de rendement que celle-ci entraîne ne sont pas affectées par des conditions d'essai différentes. On peut le vérifier en faisant varier le nombre de germes injectés à l'amont de la roue ou en augmentant l'énergie hydraulique massique d'essai, ce qui peut risquer cependant de ne pas respecter la similitude de Froude.

2.3.2 Conditions d'essai

2.3.2.1 Détermination des conditions d'essai

Les conditions d'essai à choisir pour les différents types d'essai dépendent:

- de la capacité de l'installation d'essai et de son instrumentation;
- de la taille et de la conception mécanique de la machine modèle;
- du domaine de fonctionnement garanti et/ou spécifié.

Le même modèle doit être utilisé pour les essais de performances et de cavitation.

Lorsque les données garanties ou spécifiées s'appliquent au prototype, on peut calculer les paramètres définissant les conditions d'essai du modèle sur la base des conditions de similitude hydraulique définies en 2.3.1.2 b), en appliquant les formules de 3.8.2.5. Il est essentiel de tenir compte des limitations suivantes:

- les valeurs minimales autorisées au tableau 4 doivent être respectées;
- les limitations mécaniques dues à la conception du modèle doivent être vérifiées;

2.3.1.6.2 Influence of nuclei content on cavitation pattern and performance

According to research work (see [1] and [3]) the visible extent of appearance of cavitation bubbles and the resulting cavitation characteristics can be significantly influenced by the content of nuclei in the water (non visible air or gas bubbles with a radius less than 50 μm).

At present, it is not possible to define the required minimum values for nuclei content and dissolved gas content which are linked in some way, because the impact of influencing parameters such as: type of machine, specific hydraulic energy, etc. has not yet been sufficiently established.

The measurement of nuclei content is described in 2.5.3.2. The appearance of cavitation and the possibility of observing it depend on the type of cavitation, which is correlated with the type of machine. Especially for cavitation tests (σ -variation) with Francis runners of medium or high specific speed, where cavitation usually occurs at the runner outlet, it is important that the water contains sufficient nuclei, which can be activated to grow in zones where the local pressure is equal to the vapour pressure.

Prototype measurements show that normally the number of nuclei is sufficient to produce cavitation in all zones of the runner/impeller, where vapour pressure prevails.

However, in test rigs with closed circuits, the number and the size of nuclei are reduced by degassing of the water occurring during cavitation tests. The result is that, at a defined σ -value (e.g. at σ -plant), an insufficient number of nuclei are activated to grow in the low pressure zones, which reduces the extent of visible cavitation.

Therefore, with respect to cavitation, model water quality is similar to prototype conditions if the nuclei content in the model is sufficient to ensure that cavitation development occurs in all the zones where the local pressure is equal to or less than the vapour pressure. This means that, in this condition, the extent of the zones with visible cavitation and the resulting drop in efficiency due to cavitation influence are no longer affected by different test conditions. This can be checked by varying the number of nuclei injected upstream of the runner/impeller or by increasing the test specific hydraulic energy, which could however violate Froude similitude.

2.3.2 Test conditions

2.3.2.1 Determination of test conditions

The test conditions to be chosen for the different types of tests are dependent upon:

- capacity of test installation and its instrumentation;
- size and mechanical design of the model machine;
- guaranteed and/or specified operating range.

The same model shall be used for performance and cavitation tests.

If guarantees or specified data are given for the prototype, the required model test parameters can be calculated from hydraulic similitude, defined in 2.3.1.2 b), applying the formulae in 3.8.2.5. It is essential that the following aspects are taken into account:

- the permitted minimum values of table 4 shall be satisfied;
- the mechanical limitations due to model design shall be checked;

- les limitations dues à la conception et à l'exploitation de la boucle d'essais et à l'instrumentation disponible doivent être prises en compte.

Les modèles utilisés pour des essais comparatifs doivent avoir la même taille et être essayés à peu près au même nombre de Reynolds (voir 2.1.3.2).

Pour des essais de performances, il est quelquefois souhaitable de choisir une énergie hydraulique massique d'essai supérieure à la valeur minimale, afin d'obtenir un nombre de Reynolds (nombre de Froude pour les turbines à action) élevé, plus proche de celui du prototype, et de réduire ainsi les incertitudes relatives de mesurage.

Il n'est pas nécessaire de prescrire d'effectuer les essais de cavitation sur modèle à une énergie hydraulique massique égale à celle du prototype. Cependant, il n'est généralement pas souhaitable d'essayer le modèle à des énergies hydrauliques massiques trop faibles car cela diminuerait la précision des mesures et entraînerait un risque de dégazage dans les zones à basse pression.

A la suite de ces considérations, on peut définir, pour chaque type d'essais, l'étendue des valeurs dont les différents paramètres du modèle ne devraient pas s'écarter, c'est-à-dire les conditions d'essai:

- vitesse ou énergie hydraulique massique;
- débit;
- puissance et/ou couple;
- énergie massique nette à l'aspiration (pour les machines à réaction).

2.3.2.2 Valeurs minimales de la taille du modèle et conditions d'essai à respecter

Afin d'obtenir une bonne similitude hydraulique entre modèle et prototype, il est nécessaire de définir, outre les prescriptions de similitude géométrique et de rugosité de surface stipulées en 2.1.3.4 et 2.2, des valeurs minimales données au tableau 4 à imposer à la taille du modèle, au nombre de Reynolds et à l'énergie hydraulique massique d'essai.

Ces valeurs minimales doivent être respectées afin:

- d'assurer la précision dimensionnelle requise avec des méthodes normales d'usinage;
- d'obtenir des résultats d'essai ayant une précision de mesure suffisante, indépendamment de conditions d'essai inadmissibles (par exemple un dégazage pendant les essais de cavitation);
- de réduire l'effet d'échelle entre modèle et prototype en effectuant les essais à des nombres de Reynolds et de Froude appropriés.

Les différents minima sont indépendants l'un de l'autre et doivent tous être respectés. Normalement, les modèles doivent être aussi grands que possible et en tout cas jamais plus petits que les valeurs indiquées.

- the limitations due to design and operation of the test rig and available instrumentation shall be considered.

Models used for comparative tests shall be the same size and tested at approximately the same Reynolds number (see 2.1.3.2)

For performance tests, it is sometimes recommended to choose a test specific hydraulic energy higher than the minimum value to achieve a higher Reynolds number (Froude number for impulse turbines), which is closer to that of the prototype, in order to reduce the relative inaccuracies in measurement.

It is unnecessary to require that cavitation model tests at a specific hydraulic energy be equal to that of the prototype. However, it is generally not desirable to test the model at very low specific hydraulic energies because of the reduced measurement accuracy and the risk of degassing in the low-pressure region.

From the above considerations, the absolute range of values of the following model quantities, i.e. the test conditions for each type of test, can be defined:

- speed or specific hydraulic energy;
- discharge;
- power and/or torque;
- net positive suction energy (for reaction machines).

2.3.2.2 Minimum values for model size and test conditions to be fulfilled

In order to achieve good hydraulic similarity between model and prototype, it is necessary to define minimum values for model size, Reynolds number, and test specific hydraulic energy as given in table 4, in addition to the requirements for geometrical similarity and surface roughness of model and prototype stipulated in 2.1.3.4 and 2.2.

These minimum values shall be satisfied in order to:

- ensure the required dimensional accuracy, with normal manufacturing techniques;
- obtain test results with sufficient measurement accuracy, independent of inadmissible test conditions (e.g. due to air or gas separation during cavitation tests);
- reduce scale effects between model and prototype, by testing at appropriate Reynolds and Froude numbers.

The various minima are independent of each other and shall all be satisfied. Normally, models should be as large as practicable, but never less than the values stated.

Tableau 4 – Valeurs minimales de la taille des modèles et des paramètres d'essai

Paramètre	Type de machine			
	Radiale (Francis)	Diagonale	Axiale (Kaplan, bulbe)	A action (Pelton)
Nombre de Reynolds Re (-)	4×10^6	4×10^6	4×10^6	2×10^6
Energie hydraulique massique (par étage) E ($J \cdot kg^{-1}$) (note 1)	100	50	30 (note 2)	500
Diamètre de référence D (m)	0,25 (note 3)	0,30	0,30	-----
Largeur d'auget B (m)	-----	-----	-----	0,08
<p>NOTES:</p> <p>1 Pour pouvoir respecter la similitude de Froude, on peut choisir pour les essais de cavitation une énergie hydraulique massique d'essai telle que le nombre de Reynolds qui en résulte soit inférieur à la valeur indiquée.</p> <p>2 $E_{min} = 20 J \cdot kg^{-1}$ si $D \geq 0,4$ m</p> <p>3 Pour les pompes et les pompes-turbines de faible vitesse spécifique, un diamètre de référence tel que $0,20 \text{ m} \leq D \leq 0,25 \text{ m}$ peut être admis si le diamètre extérieur est supérieur ou égal à 0,5 m.</p>				

2.3.2.3 Stabilité des conditions d'essai

On ne peut éviter qu'il se produise des fluctuations des différentes grandeurs mesurées. Ces fluctuations peuvent être de nature périodique ou stochastique et se manifester dans une large étendue de fréquences. Elles peuvent être engendrées par des éléments de la boucle d'essai (pompe nourricière, dispositif de laminage, système de réglage à faible pression, etc.) et/ou par la machine modèle (vortex ou torche dans l'aspirateur, etc.). Il est essentiel que, pendant les essais et en tout point de fonctionnement, et particulièrement dans le domaine de fonctionnement garanti du prototype, un régime permanent stable et répétable puisse être assuré.

2.3.2.3.1 Stabilité et fluctuations pendant les mesurages

Avant et pendant le mesurage d'un point, la stabilité de fonctionnement de la boucle d'essais doit être telle que des mesures répétées au même point de fonctionnement restent dans la bande d'incertitude aléatoire admise pour les différentes grandeurs mesurées (par exemple $\pm 0,3$ % pour le rendement près du point de rendement optimal). Ceci signifie également que les dérives éventuelles du débit, de l'énergie hydraulique massique, de la vitesse et de l'énergie massique nette à l'aspiration doivent rester faibles (par exemple moins de $\pm 0,3$ %). La dérive d'une grandeur entraîne habituellement une erreur systématique et doit donc être éliminée.

Les fluctuations pendant le mesurage d'un point peuvent être caractérisées par l'écart-type des mesures d'une grandeur ou par l'incertitude aléatoire qui en résulte, si la boucle d'essais est équipée d'un système d'acquisition de données convenable. Si les résultats sont affectés par les fluctuations, il peut être nécessaire de prévoir un amortissement hydraulique linéaire (voir 3.3.3.4), de régler le filtrage des signaux électriques (voir 3.1.4.3.2), d'ajuster les conditions d'essai ou d'appliquer tout autre moyen afin d'éliminer de tels effets, mais il faut veiller à ne pas fausser la grandeur mesurée.

2.3.2.3.2 Réglage du point de fonctionnement

Lorsque les points de fonctionnement devant faire l'objet de mesures sont définis par des valeurs spécifiées des termes adimensionnels (facteur de vitesse, facteur de débit, nombre de Thoma ou autres) correspondant aux grandeurs spécifiées dans le contrat, il faut régler les conditions d'essai de manière à se placer le plus près possible de ces valeurs spécifiées. Les écarts entre les valeurs adimensionnelles mesurées et spécifiées ne devraient pas dépasser $\pm 0,5$ % pour les coefficients ou facteurs de vitesse, de débit ou de puissance et ± 3 % pour le coefficient de cavitation ou le nombre de Thoma.

Table 4 – Minimum values for model size and test parameters

Parameter	Type of machine			
	Radial (Francis)	Diagonal (Mixed-flow)	Axial (Kaplan, bulb)	Impulse (Pelton)
Reynolds number Re (-)	4×10^6	4×10^6	4×10^6	2×10^6
Specific hydraulic energy (per stage) E ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$) (note 1)	100	50	30 (note 2)	500
Reference diameter D (m)	0,25 (note 3)	0,30	0,30	-----
Bucket width B (m)	-----	-----	-----	0,08
<p>NOTES</p> <p>1 With respect to the Froude similitude condition, the test specific hydraulic energy for cavitation tests may be chosen so that the resulting Re number is lower than the value given.</p> <p>2 $E_{\min} = 20 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ if $D \geq 0,4 \text{ m}$</p> <p>3 For pumps and pump-turbines with low specific speed, a reference diameter such as $0,20 \text{ m} \leq D \leq 0,25 \text{ m}$ may be allowed if the outer diameter is equal to or greater than 0,5 m.</p>				

2.3.2.3 Stability of test conditions

Fluctuations in the various measured quantities cannot be avoided. Such fluctuations can be of periodic or random nature within a large frequency range. They can be generated by elements of the test rig (e.g. booster pump, throttling devices, control system for low head pressure, etc.) and/or by the model machine (e.g. vortices in the draft tube, rotating stall, etc.). During model tests it is essential that at all operating points, repeatable steady-state operating conditions are achieved, especially within the range of guaranteed operation of the prototype.

2.3.2.3.1 Stability and fluctuations during measurements

Before and during the measurement of a point, the operating stability of the test rig shall be such that repeated measurements of the same operating point are within the agreed random uncertainties of the various measured quantities (e.g. within $\pm 0,3 \%$ for efficiency close to best efficiency conditions). This also means that drifting effects of discharge, specific hydraulic energy, speed and net positive suction energy shall remain small (e.g. within $\pm 0,3 \%$). Drifting effects usually introduce systematic errors, and shall therefore be eliminated.

Fluctuations during the measurement of a point can be checked by means of the standard deviation of a measured quantity or the derived random uncertainty if the test rig is equipped with a suitable data acquisition system. If the results are affected by fluctuations, it may be necessary to apply linear hydraulic damping (see 3.3.3.4), to adjust the filtering of electric signals (see 3.1.4.3.2), to adjust the test conditions or to apply other means to eliminate these effects. However, such means shall not bias the measured quantity.

2.3.2.3.2 Adjustment of the operating point

When the operating points to be measured are defined by specified dimensionless values (speed factor, discharge factor, Thoma number or other dimensionless terms) corresponding to the contractually specified ones, it is necessary to adjust the test conditions so that they are as close as possible to the specified data. Deviations between measured and specified dimensionless values should not exceed $\pm 0,5 \%$ for speed, discharge or power coefficient or factor and $\pm 3 \%$ for the cavitation coefficient or Thoma number.

2.3.3 Modalités d'exécution des essais

2.3.3.1 Organisation des essais

Lors de la préparation d'essais sur modèle, un accord entre les parties concernées doit permettre de préciser et d'entériner les points suivants, couvrant les aspects généraux de la préparation, de l'organisation et de l'exécution des essais.

2.3.3.1.1 Spécification des essais sur modèle

Une spécification des essais sur modèle est le document de base pour préparer et programmer un essai de réception sur modèle et pour établir le programme technique détaillé des essais (voir 2.3.3.3.2). Cette spécification fait souvent partie de la spécification générale, technique et/ou commerciale, de l'ensemble du marché (par exemple fourniture et fabrication d'une turbine, ou remplacement d'une roue), rédigée par l'acheteur ou son ingénieur.

Parmi d'autres points, la spécification des essais sur modèle doit notamment définir:

- l'objet, le domaine d'application et l'étendue des essais sur modèle;
- les références aux données garanties et spécifiées de l'aménagement;
- les références aux normes d'essai à appliquer;
- l'échelle et/ou la taille du modèle;
- le ou les lieux de fabrication des modèles ou de certains composants;
- le ou les lieux des essais des modèles;
- la présentation des résultats (rapports d'essai);
- le calendrier, indiquant au moins les dates de début et de fin des essais du modèle.

2.3.3.1.2 Calendrier

Il est recommandé qu'un accord mutuel fixe le calendrier des essais, indiquant au moins les étapes et la date et/ou la durée des principales phases:

- remise des plans du modèle (particulièrement ceux montrant la fabrication du modèle et les principales dimensions de ses raccordements à la boucle d'essai côtés haute et basse pression);
- description de l'appareillage d'essai (y compris les méthodes d'étalonnage, de calcul et de présentation des résultats et les incertitudes de mesure attendues);
- étalonnage des instruments;
- contrôle géométrique du modèle;
- essais préliminaires, essais de réception et succession des modèles essayés dans le cas d'essais comparatifs;
- rapports d'essai.

Un temps suffisant doit toujours être laissé au constructeur pour fabriquer le modèle, faire tous les contrôles dimensionnels nécessaires et effectuer ses propres essais préparatoires, que ce soit dans son propre laboratoire ou ailleurs. En cas de défaut de l'équipement d'essai ou de la machine modèle survenant pendant les essais préliminaires ou les essais de réception, un accord mutuel est nécessaire pour modifier le calendrier et/ou le programme d'essais.

2.3.3.1.3 Personnel et responsabilités

Il est essentiel que les personnes responsables représentant l'acheteur et/ou son ingénieur, le fournisseur et (éventuellement) le laboratoire indépendant soient désignées suffisamment longtemps avant le début de l'essai. Leur responsabilité et leur pouvoir de décision doivent être clairement définis, de telle sorte que tout problème survenant pendant la préparation ou l'exécution de l'essai puisse être rapidement résolu. L'acheteur et le fournisseur sont tous deux

2.3.3 Test procedures

2.3.3.1 Organization of tests

When planning model tests, the following items covering general aspects of preparation, organization and realization shall be clarified and agreed on by the parties involved.

2.3.3.1.1 Specification for model tests

A specification for model tests is the basis for planning and preparing a model acceptance test and for drafting the detailed technical programme of tests (see 2.3.3.3.2). This model test specification is often part of the general technical and/or commercial specification for a whole project (e.g. supply and manufacture of a turbine or replacement runner/impeller) issued by the purchaser or its engineer.

Among other items, the specification for model tests shall define:

- object, scope and extent of model tests;
- reference to guaranteed and specified plant data;
- reference to test standards;
- model scale and/or size;
- place(s) where the model(s) or certain components are manufactured;
- place(s) where the model(s) is (are) tested;
- documentation of results (test reports);
- time schedule indicating, at a minimum, start and end dates of work for model testing.

2.3.3.1.2 Time schedule

A time schedule should be agreed on, which indicates as a minimum, the different stages, deadlines and/or duration for the following items:

- submission of model drawings (especially those showing model construction and principal dimensions of model high and low pressure side at the transition to the test rig);
- description of testing equipment (including methods of calibration, calculation and representation of results and expected uncertainties of measurement);
- calibration of instruments;
- check of model geometry;
- preliminary and acceptance (or witnessed) tests and sequence of models to be tested in the case of comparative model tests;
- test reports.

The manufacturer shall always be given sufficient time to manufacture the model, making all necessary dimensional checks and carrying out his own preparatory tests, whether in his own laboratory or elsewhere. In case of test equipment defects or model machine defects arising during preliminary or acceptance tests, a mutual agreement is necessary to modify the time schedule and/or the test programme.

2.3.3.1.3 Personnel and responsibilities

It is important that the responsible persons of the purchaser and/or his engineer, of the supplier and of the independent laboratory if any are designated in ample time before test commencement. Their responsibilities and authority shall be clarified, so that any problems arising during the preparation for and conducting of tests can be quickly resolved.

habilités à se faire officiellement représenter à tous les essais contractuels, inspections et contrôles dimensionnels du modèle et du prototype afin de vérifier que ceux-ci sont exécutés conformément à la présente norme et à tout accord antérieur.

Pour la conduite des essais (tels qu'ils sont définis en 2.3.3.3.1), un chef d'essai doit être désigné. Il peut être pris parmi l'équipe technique du laboratoire où le modèle doit être essayé ou bien, après accord particulier entre les parties, un expert indépendant peut remplir ce rôle. Le chef d'essai assumera l'entière responsabilité d'un étalonnage correct des appareils, de la conduite des essais et du calcul des résultats, y compris la détermination des incertitudes de mesure et la justification des résultats dans le rapport d'essai final. Le chef d'essai doit examiner toute remarque ou suggestion émanant du représentant de l'une des parties officiellement accrédité pour les essais.

Lorsque les essais du modèle ont lieu dans un laboratoire indépendant ou externe, le fournisseur peut être présent lors de toutes les activités liées à l'essai de son modèle, y compris le montage et tous les essais préparatoires.

Les essais doivent être effectués par du personnel ayant l'expérience de l'appareillage utilisé.

2.3.3.1.4 Conception du modèle et préparation de l'installation d'essai

Pour pouvoir préparer le modèle et l'installation d'essai, la spécification technique des essais sur modèle (voir 2.3.3.1.1) doit fournir tous les éléments pertinents pour la conception et la fabrication de la machine modèle, tels que:

- l'étendue des conduits hydrauliques à représenter, des côtés haute et basse pression;
- l'emplacement des sections de mesurage de la pression;
- le nombre et l'emplacement des fenêtres d'observation;
- les dispositifs permettant de changer ou de régler les composants du modèle;
- les dispositions à prendre pour des essais particuliers (enregistrement vidéo des figures de cavitation, fluctuations de pression, couple sur les directrices, poussée axiale ou radiale, répartition des vitesses, etc.);
- les conditions d'essai pour tous les types d'essais spécifiés;
- l'étendue de réglage des paramètres géométriques (par exemple l'ouverture maximale du distributeur, etc.).

D'une façon générale, on doit disposer des données suffisantes pour définir l'étendue des essais et leurs conditions d'exécution, de sorte que le modèle puisse être fabriqué et préparé selon les règles de l'art. On peut alors choisir l'installation d'essai appropriée et vérifier le montage général du modèle sur la boucle, en modifiant ou réarrangeant certains des éléments existants de la boucle d'essai si nécessaire.

Il est recommandé que les conduites d'alimentation et de restitution ainsi que l'emplacement définitif des sections de mesurage de la pression et le nombre des prises de pression soient acceptés d'un commun accord à un stade précoce de la conception du modèle.

2.3.3.1.5 Instrumentation et traitement des données

Le responsable du laboratoire choisi ou le chef d'essai doit fournir à l'acheteur ou à son ingénieur une description de l'instrumentation habituelle installée sur la boucle d'essai, comprenant des explications sur les méthodes de mesure et d'étalonnage, sur le traitement des données d'étalonnage et d'essai et sur l'évaluation des résultats.

Dans certains laboratoires, il existe deux ou plusieurs instruments installés en permanence pour mesurer une certaine grandeur. Il faut choisir l'un d'eux comme étant l'instrument à utiliser pour calculer les résultats, l'autre (ou les autres) ne servant que de référence ou d'appareil de contrôle-commande.

Both purchaser and supplier shall be entitled to have authorized representatives present at all contractual tests, inspections and dimensional checks of the model and prototype, in order to verify that they are performed in accordance with both this standard and any prior agreement.

For the carrying out of tests (as defined in 2.3.3.3.1), a chief of tests shall be designated. The chief of tests can be selected from the technical staff of the laboratory where the model is tested or, by special agreement between the parties, an independent expert can act as chief of tests. The chief of tests will assume full responsibility for the correct calibration of instruments, execution of tests and computation of results, including determination of uncertainties of measurement and documentation of results in the final test report. The chief of tests shall consider any remarks or suggestions by any of the officially authorized representatives of the parties attending the tests.

When model tests are conducted in an independent or external laboratory, the supplier can be present during all activities for the test of his model, including the installation and any preparatory tests.

The tests shall be carried out by personnel having experience with the test equipment.

2.3.3.1.4 Design of the model and preparation of the test installation

In order to prepare the model and the testing equipment, the technical specification for model tests (see 2.3.3.1.1) shall provide all relevant details for design and manufacturing of the model machine such as:

- extent of the water passages to be modelled on the high and low pressure sides;
- location of the pressure measuring sections;
- number and location of observation windows;
- provisions for exchange and/or adjustment of model components;
- provisions for special tests (video recording of cavitation pattern, pressure fluctuations, guide vane torque, axial or radial thrust, velocity profiles, etc.);
- test conditions for all types of specified tests;
- adjusting range for geometric parameters (e.g. maximum distributor opening, etc.).

In addition, sufficient data defining the extent and conditions for all the tests shall be given to enable the model to be constructed and prepared according to the state of the art. It is then possible to select the appropriate test facility, and to check the general arrangement of the model in the test rig, modifying or rearranging some of the existing components of the test rig if necessary.

It is recommended that inflow and outflow parts as well as the definitive location of the pressure measuring sections and the number of pressure tappings are agreed upon at an early stage of model design.

2.3.3.1.5 Instrumentation and processing of test data

The person responsible for the selected laboratory or chief of tests shall provide the purchaser, or his engineer, with a description of the standard instrumentation installed on the test rig, including details on the measuring and calibration methods, on the processing of calibration and test data and on documentation of results.

In some laboratories, there are two or more instruments permanently installed for measuring a particular quantity. One shall be selected as the instrument whose measuring signals or indications are to be used in calculating the results, and the other(s) shall be used only for reference and functional control purposes.

Les résultats d'essai sont parfois calculés en plusieurs étapes, en utilisant plusieurs ordinateurs. Il faut dans ce cas définir en détail la méthode de calcul des grandeurs concernées. Un accord doit fixer quelles grandeurs sont traitées en temps réel et immédiatement présentées sous forme de tableaux ou de graphiques, et quels autres résultats sont calculés et présentés ultérieurement.

2.3.3.1.6 Contrôles dimensionnels

Il doit être spécifié quels sont les composants du modèle à contrôler avant, pendant ou après les essais de réception. Il faut convenir en temps voulu des méthodes à employer pour les contrôles dimensionnels, de l'étendue approximative de ces contrôles et du nombre de dimensions à vérifier (voir 2.2) pour pouvoir préparer en conséquence les documents nécessaires et l'appareillage de mesure. Si cela est accepté par les parties, il est possible de ne faire que quelques points de contrôle pendant les essais de réception.

2.3.3.2 Inspections et étalonnages

Peu avant le début des essais préliminaires et/ou des essais de réception, le modèle, la boucle d'essai, l'instrumentation et le système d'acquisition et de traitement des données doivent faire l'objet d'une inspection détaillée par les représentants des parties et le chef d'essai, pour s'assurer que les résultats d'essai ne seront pas affectés par un quelconque défaut mécanique, structurel ou autre du modèle ou de l'équipement d'essai.

Il est recommandé d'étalonner tous les instruments de mesure par rapport à des méthodes primaires (comme expliqué en 3.2 à 3.7) avant les essais et aussi après la fin des essais si une des parties le demande. Des réétalonnages en cours d'essai peuvent être nécessaires s'il survient des problèmes sérieux avec l'appareillage de mesure habituel, comme la défaillance d'un instrument ou d'une chaîne de mesure ou un écart systématique important d'un signal de mesure au "zéro" ou aux conditions de référence.

Les méthodes à utiliser, l'étendue des divers étalonnages (points de contrôle ou étalonnage complet) et les modalités d'exécution doivent être convenues entre les parties avant le début des essais préliminaires ou des essais de réception. Sur la base de documents certifiés présentés par le responsable du laboratoire ou par le chef d'essai, les parties peuvent convenir, pour certains appareils, d'utiliser le dernier étalonnage existant sans effectuer de nouvel étalonnage ou contrôle.

2.3.3.2.1 Inspection de la machine modèle

Les points à contrôler et/ou à relever sont:

- identification des composants du modèle à l'aide des plans correspondants (particulièrement s'il est prévu de changer ou de modifier certains composants pendant l'essai);
- dimensions géométriques énumérées en 2.2;
- dimensions caractéristiques utilisées pour le calcul des résultats (par exemple les aires des sections de mesurage haute et basse pression);
- jeux aux labyrinthes et/ou jeux en bout de pales;
- valeurs individuelles et moyennes de l'angle des directrices ou de l'ouverture du pointeau et/ou de l'angle des pales de la roue;
- qualité de surface, inclusions et défauts locaux des différents composants;
- bon ajustement des joints entre composants;
- conformité aux dimensions de référence données par les plans du modèle.

Dans la mesure où cela paraîtra nécessaire, ces contrôles seront répétés s'il se produit des incidents mécaniques ou des défauts au cours des essais (voir 2.3.3.4), ou à la fin des essais de réception en présence des représentants accrédités de toutes les parties concernées. Ces contrôles font partie intégrante de l'essai de réception contractuel.

Sometimes the calculation of test results occurs in several steps using more than one computer system. In this case, the evaluation procedure for the quantities concerned shall be defined in detail. It shall be agreed which quantities are processed on-line and immediately presented on records and/or diagrams, and which test results are calculated and documented later.

2.3.3.1.6 Dimensional checks

The components which are to be checked before, during or after the acceptance tests shall be specified. The methods to be used for dimensional checks and the approximate extent and number of dimensions to be checked (see 2.2) shall be agreed in sufficient time to enable relevant documents and measuring equipment to be prepared accordingly. If accepted by the parties, it is possible to make spot-checks during the acceptance tests.

2.3.3.2 Inspections and calibrations

Shortly before the start of the preliminary and/or acceptance tests, the model, the test rig, the instrumentation and the data acquisition and processing system shall be thoroughly inspected by the representatives of the parties and the chief of tests, to ensure that the test results are not affected by any mechanical, structural or other defects of the model or the testing equipment.

All measuring instruments should be calibrated against primary methods (as explained in 3.2 to 3.7) prior to the tests and also after completion of tests if one of the parties so desires. Recalibrations during tests may be necessary if serious problems with the standard measuring equipment occur, such as a defect of an instrument or a measuring chain or a significant and systematic deviation of a measuring signal at zero or reference conditions.

The methods to be used, the extent of various calibrations (spot-check or complete calibration) and the procedure shall be agreed on by the parties before beginning the preliminary or acceptance tests. Based on certified documents produced by the responsible of the laboratory or chief of tests, it may be mutually agreed, for certain instruments, that the latest existing calibration data be used without further calibrations or checks.

2.3.3.2.1 Inspection of the model machine

Items to be checked and/or recorded are:

- identification of model components by means of the corresponding model drawings (especially if it is planned to exchange or modify certain components during testing);
- geometric dimensions as listed in 2.2;
- characteristic dimensions used for calculation of test results (e.g. areas of high pressure and low pressure measuring sections);
- seal clearances and/or blade tip clearances;
- individual and average values of guide vane angle or needle openings and/or runner/impeller blade openings;
- surface quality, impurities and local faults in the different components;
- proper matching at the joints of components;
- conformity with reference dimensions on the model drawings.

If necessary, these checks shall be repeated if mechanical faults or defects occur during the tests (see 2.3.3.4), or at the end of witnessed tests, in the presence of the authorized representatives of all parties concerned. These checks are part of the official acceptance test.

2.3.3.2.2 Inspection du circuit d'essai

Il faut effectuer au moins les contrôles ci-après:

- aucune fuite ou apport d'eau ne doit se produire entre le modèle et la section de mesurage du débit;
- aucune fuite d'eau ne doit se produire aux prises de pression ni à leurs tuyauteries de liaison (du côté basse pression, aucune entrée d'air dans l'eau du circuit ne doit se produire lorsque la pression interne est inférieure à la pression ambiante);
- les conditions d'écoulement doivent être régulières au voisinage de l'entrée et de la sortie du modèle et de la section de mesurage du débit; les conduits hydrauliques ne doivent pas présenter de perturbations et les surfaces mouillées doivent être de bonne qualité;
- les pompes nourricières et organes de réglage (vannes, alimentation en eau et en air sous pression, etc.) doivent avoir un fonctionnement correct;
- la qualité de l'eau et sa température doivent être stables (voir 2.1.2.3).

Dans la mesure où cela paraîtra nécessaire, certains contrôles seront répétés à la fin des essais de réception en présence de toutes les parties concernées.

2.3.3.2.3 Etalonnage des instruments de mesurage et contrôle du système d'acquisition des données

Un accord doit être conclu entre les parties concernées pour décider:

- dans quelle mesure les différents instruments doivent être étalonnés ou contrôlés ponctuellement;
- si tous les instruments doivent être contrôlés ou étalonnés avant et après les essais de réception;
- les conditions nécessitant un réétalonnage d'un instrument pendant ou après les essais de réception;
- l'étendue de l'étalonnage et le nombre de points d'étalonnage ou de contrôle pour les différents instruments;
- les données de base et la procédure pour évaluer l'incertitude systématique attachée aux résultats d'étalonnage et à chaque grandeur mesurée.

Avant et après les essais de réception, il faut effectuer au moins les contrôles et les mesures ci-après:

- identification des instruments et/ou dispositifs de mesurage utilisés;
- zéro des instruments, c'est-à-dire lecture indiquée par les différents instruments dans des conditions bien définies, pour détecter toute dérive éventuelle survenant pendant les essais;
- contrôle du système d'acquisition des données par des mesures répétées dans des conditions de fonctionnement bien définies. Des exemples de calcul manuel doivent prouver que le système d'acquisition, de transmission et de traitement des données (généralement automatique) fonctionne correctement;
- mesure du couple de frottement mécanique dans les paliers et les joints d'arbre qui n'appartiennent pas ou ne sont pas liés à un stator monté en balance (qui transmettrait automatiquement le couple à la roue) afin de déterminer s'il convient d'appliquer une correction ultérieure.

Les «zéros» des instruments sont habituellement contrôlés pendant les essais préliminaires et les essais de réception. Tous les autres contrôles et étalonnages seront répétés, si nécessaire, à la fin des essais de réception en présence de toutes les parties concernées.

2.3.3.2.2 Inspection of the test circuit

As a minimum, the following checks shall be carried out:

- no water leakage or supply shall occur between the model and the discharge measuring section;
- no water leakage shall occur at pressure tapplings and measuring pipes (on the low pressure side, no air leakage into the water circuit shall occur if the internal pressure is below ambient pressure);
- flow conditions close to the model inlet and outlet and close to the discharge measuring section shall be regular. The water passages shall have no disturbances and the wetted surfaces shall be of good quality;
- the booster pumps and regulating devices (valves, supply of water and pressurized air, etc.) shall work properly;
- the water quality and temperature shall be stable (see 2.1.2.3).

If necessary, some checks shall be repeated at the end of the acceptance tests, in the presence of all parties concerned.

2.3.3.2.3 Calibration of instruments and check of the data acquisition system

It shall be agreed by the parties concerned:

- to what extent the various instruments shall be calibrated or spot-checked;
- if all instruments require to be spot-checked or calibrated before and after acceptance tests;
- the conditions for the recalibration of an instrument during or after acceptance tests;
- range of calibration and number of calibration or check points for the various instruments;
- the basic data and the procedure for evaluating the systematic uncertainties related to the calibration data and to each measured quantity.

Before and after the acceptance tests, as a minimum, the following checks or measurements shall be made:

- identification of instruments and/or measuring devices used;
- "zero readings", i.e. readings in well defined conditions for the different instruments, to detect if any drifting effects occurred during the tests;
- check of the data acquisition system by repeated measurements in well defined operating conditions. Manual sample calculations shall demonstrate that acquisition, transmission and processing of test data (usually automatic) work properly;
- measurement of mechanical friction torque in bearings and shaft seals which are not built into or connected to a stator of the swinging type (automatically yielding the torque on the runner or impeller), in order to decide if any further corrections should be applied.

The "zero readings" are usually checked during preliminary and acceptance tests. All the other checks and calibrations will be repeated, if necessary, at the end of the acceptance tests in the presence of all parties concerned.

Si la différence entre deux contrôles ou étalonnages comparés est inférieure à l'incertitude systématique évaluée au début des essais, les résultats d'essais sont considérés comme valables et aucune correction n'est nécessaire. S'il apparaît en plusieurs points une différence entre deux contrôles ou étalonnages supérieure à l'incertitude systématique attendue, l'essai doit être annulé et recommencé.

Pour assurer la validité des résultats d'étalonnage, il est essentiel que les grandeurs d'influence (telles que la température et l'humidité ambiantes, les caractéristiques de l'alimentation électrique, le champ électromagnétique, etc.) soient maintenues inchangées, dans une mesure raisonnable, pendant l'étalonnage et pendant les essais (voir 3.9.2.1.2).

Chacune des parties concernées peut, pour des motifs déclarés et justifiés, demander un réétalonnage de n'importe quel instrument au cours des essais.

2.3.3.3 Exécution des essais

2.3.3.3.1 Types d'essais

Effectuer un essai de réception de façon efficace et réussie nécessite de l'avoir bien préparé par des essais préparatoires adéquats. Par ailleurs, selon le résultat des essais préliminaires et des essais de réception, il sera parfois nécessaire de réaliser ensuite des essais complémentaires.

Pour identifier clairement le statut des essais et faciliter la communication entre les parties impliquées, la présente norme définit les types d'essai suivants:

a) Essais préparatoires¹⁾

Ces essais ne sont souvent pas spécifiés en détail, mais ils sont essentiels pour la qualité de tous les essais ultérieurs. Ils comprennent:

- des contrôles et des essais pour s'assurer que le fonctionnement du modèle et les figures de cavitation ne sont pas affectés par un quelconque défaut mécanique du modèle ou de la boucle d'essai et de son appareillage de mesure;
- le contrôle d'un bon fonctionnement de l'équipement de mesure et du système d'acquisition des données. Il est souvent utile de faire varier systématiquement la vitesse d'essai (c'est-à-dire de faire varier E) à σ constant et de faire varier le NPSE (c'est-à-dire σ) à E constant, au moins en un point de fonctionnement.

Utilisation des résultats:

normalement, seulement à usage interne du fournisseur ou du laboratoire.

b) Essais préliminaires

Ce sont des essais couverts par la spécification technique (voir 2.3.3.1.1) ou par le programme technique (voir 2.3.3.3.2); leur consistance dépend beaucoup de l'usage qui sera fait de leurs résultats. Les parties concernées doivent donc, avant le début des essais, conclure un accord pour définir:

- si les résultats ne seront utilisés que pour information en dehors de toute valeur contractuelle. Dans ce cas, les essais préliminaires ne servent qu'à explorer le comportement général du modèle ou certaines de ses limitations en rapport avec des grandeurs spécifiées;
- ou bien si les résultats seront utilisés officiellement et auront donc une valeur contractuelle. Dans ce cas, les résultats font partie intégrante des données de l'essai officiel et seront complétés ou contrôlés ponctuellement lors des essais de réception. Par exemple, il peut être convenu d'utiliser ces résultats pour déterminer la majoration de rendement conformément à 3.8.2.4 et les incertitudes systématiques et aléatoires conformément à 3.9.2. Ces données devront toutefois être confirmées pendant les essais de réception.

¹⁾ Si cela est admis par les parties, il est recommandé de laisser au fournisseur un temps suffisant, pendant cette période, pour le choix des composants définitifs et pour tout réglage de dernière minute, mais ces ultimes essais de développement n'entrent pas dans le domaine d'application de la présente norme.

If the differences between the two checks or calibrations compared are less than the systematic uncertainty evaluated at the beginning of the tests, the test data are valid and no correction needs to be applied. If, between the two calibrations or checks, differences greater than the anticipated systematic uncertainty occur in several points, the test shall be cancelled and repeated.

In order to ensure the validity of calibration results, it is essential to maintain the influence quantities (such as ambient temperature and humidity, power supply, electromagnetic field, etc.) within a reasonable range during calibration and during tests (see 3.9.2.1.2)

Any of the interested parties may, for declared and substantiated reasons, call for a recalibration of any instrument during the course of a test.

2.3.3.3 Execution of tests

2.3.3.3.1 Type of tests

To conduct an acceptance test successfully and efficiently requires good preparation by means of adequate preparatory tests. Depending on the results of preliminary and acceptance tests, it is sometimes necessary to perform additional tests.

For easier identification of the status of tests and for improved communication between the parties involved, this standard defines the following types of tests:

a) Preparatory tests¹⁾

Often these tests are not specified in detail, but they are essential with respect to the quality of all further tests. They comprise:

- checks and tests to ascertain that model performance and cavitation pattern are not affected by any mechanical defects of model or test rig and measuring equipment;
- a check on the correct operation of the measuring equipment and data acquisition system. Often, it is helpful to perform a systematic variation of the test speed (i.e. a variation of E) at constant σ and a variation of NPSE (i.e. a variation of σ) at constant E , for at least one operating point.

Use of results:

normally, for internal use of the supplier or the laboratory only.

b) Preliminary tests

These are tests covered by the technical specification (see 2.3.3.1.1) or technical programme (see 2.3.3.3.2), and the extent is mainly dependent on the future use of the results. Therefore, the parties involved have to agree before beginning the tests, whether:

- the results are to be used for information only and have no contractual value. In that case, the preliminary tests are used only to explore the general behaviour or some limits of the model with respect to specified items;
- or whether the results will be used officially and have contractual value. In that case, these results are part of the official test data to be completed or spot-checked during the acceptance tests. For example, the results could be used to establish the efficiency step-up, as explained in 3.8.2.4, and the systematic and random uncertainties as explained in 3.9.2. However, such data shall be confirmed during the acceptance tests.

¹⁾ If mutually agreed, sufficient time should be allowed to the supplier during this period for the selection of definitive components or any last-minute adjustments, but these final development tests are not included in the scope of this standard.

c) Essais de réception

Ces essais sont destinés à mesurer, déterminer ou contrôler toutes les données pertinentes pour le modèle définies par la spécification technique (voir 2.3.3.1.1) ou par le programme technique (voir 2.3.3.3.2), qui serviront de base à la comparaison avec les garanties ou avec d'autres données spécifiées au contrat.

Utilisation des résultats:

tous les résultats ont une valeur contractuelle et doivent figurer dans le rapport final d'essai (voir 2.3.3.5).

d) Essais complémentaires

Ce sont des essais qui complètent les résultats des essais préliminaires et des essais de réception et qui peuvent comprendre des essais relatifs aux données complémentaires énumérées en 1.4.4. De tels essais peuvent ou non être effectués en présence de toutes les parties.

Utilisation des résultats:

ces résultats figurent aussi dans le rapport final d'essai (voir 2.3.3.5); cependant, leur valeur contractuelle éventuelle doit être fixée par un accord.

2.3.3.3.2 Programme technique

Un programme technique se référant à la spécification technique (voir 2.3.3.1.1) et aux garanties et données contractuelles pertinentes doit être établi à l'avance et agréé par les parties concernées. Si cela n'est pas couvert par les documents contractuels, ce programme doit définir le but et la consistance des différents types d'essais à réaliser pendant les essais préliminaires et/ou les essais de réception. Pour faciliter la réalisation efficace des essais et l'évaluation des résultats, les points suivants doivent être spécifiés pour chaque type d'essai, comme les relevés des performances hydrauliques principales, les essais de cavitation, les mesures de couple sur les directrices, etc.:

- étendue de variation et incréments des paramètres hydrauliques, ce qui définit le nombre et la répartition des points d'essai;
- conditions d'essai à maintenir constantes, habituellement la vitesse (ou l'énergie hydraulique massique) et le nombre de Thoma (essais à σ_{pi} ou à σ supérieur);
- le nombre et le type de grandeurs d'essai à relever, et le mode d'enregistrement;
- les définitions, formules et procédures (voir 3.8.1 et figure 62) à utiliser pour le calcul des résultats du modèle et/ou du prototype;
- des recommandations pour la présentation graphique des résultats.

Si nécessaire, on peut compléter le programme technique des essais de réception pour préciser et définir par exemple les points suivants:

- consistance et enchaînement des contrôles, étalonnages et essais à effectuer en présence des parties;
- enregistrements et/ou représentations graphiques des grandeurs d'essai à faire signer par les parties;
- nombre et définition des points d'essai devant faire l'objet d'un exemple de calcul détaillé et de l'évaluation des incertitudes systématiques, aléatoires et totales;
- préparation d'un registre quotidien et d'un compte rendu final (voir 2.3.3.3.9).

2.3.3.3.3 Données nécessaires pour le calcul des résultats

Avant le début des essais préliminaires et/ou des essais de réception, il faut contrôler et entériner les données et les formules qui seront utilisées pour calculer les résultats du modèle et du prototype. Ces données sont:

- les aires des sections de mesurage haute et basse pression;

c) Acceptance tests (or witnessed tests)

These tests measure, establish or check all relevant model data which are defined by the technical specification (see 2.3.3.1.1) or technical programme (see 2.3.3.3.2), and which form the basis for comparison with guarantees or other contractually specified data.

Use of results:

all results are of contractual value and shall be summarized in the final test report (see 2.3.3.5).

d) Additional tests

These are tests which supplement the results of preliminary and acceptance tests and which may include tests for additional data explained in 1.4.4. Such tests may or may not be witnessed.

Use of results:

these results are also summarized in the final test report (see 2.3.3.5). However, their possible contractual value shall be agreed on.

2.3.3.3.2 Technical programme

A technical programme, referring to the technical specification (see 2.3.3.1.1) and the relevant contractual guarantees and data, shall be established in advance and agreed upon by the parties involved. If not covered by the contractual documents, the programme shall define the purpose and the extent of the various types of tests to be performed during preliminary and/or acceptance tests. To allow efficient progress in testing and documentation, the following shall be specified for each type of test, such as main hydraulic performance tests, cavitation tests, guide vane torque tests, etc.:

- ranges of hydraulic parameters to be varied and corresponding increments, to define the number and distribution of test points;
- test conditions to be maintained constant, i.e. usually the test speed (or specific hydraulic energy) and the Thoma number (tests at σ_{pl} or at higher σ -values);
- number and type of test data to be recorded and the method of recording;
- definitions, formulae and procedures (see 3.8.1 and figure 62) to be used for calculation of model and/or prototype results;
- guidelines for graphical representation of test results.

If necessary, for the acceptance tests, the technical programme can be supplemented, in order to clarify and define, for example:

- extent and sequence of checks, calibrations and tests to be witnessed;
- recording and/or graphical representation of test data to be signed by the parties to the tests;
- number and definition of the test point(s) to be measured for a sample calculation and for calculation of systematic, random and total uncertainties;
- preparation of a daily log and of a final protocol (see 2.3.3.3.9).

2.3.3.3.3 Data to be used for calculation of results

Before the beginning of preliminary and/or acceptance tests, the data and formulae to be used for calculation of model and prototype results shall be checked and agreed on. Such data are:

- areas of high- and low-pressure measuring sections;

- les données de référence, géométriques et hydrauliques, du modèle et du prototype;
- les constantes et propriétés physiques applicables au modèle et au prototype;
- le couple de frottement du modèle (s'il n'est pas compensé automatiquement);
- les étalonnages de tous les instruments utilisés;
- le débit de fuite dans les labyrinthes, s'il doit être pris en compte (voir 2.1.3.4.3);
- la méthode de transposition du rendement.

Un exemple de calcul doit démontrer l'utilisation correcte de ces données et illustrer la méthode de calcul.

2.3.3.3.4 Signature et diffusion des relevés

Les relevés complets des grandeurs mesurées sur modèle et les relevés correspondants des zéros des instruments ou des lectures dans les conditions de référence, ainsi que les notes prises lors des inspections et des étalonnages, les lectures et les observations faites pendant les essais préliminaires et/ou les essais de réception doivent être certifiés et signés par les parties assistant aux essais et par le chef d'essai dès la fin de chaque phase; un jeu complet doit en être remis à chacune des parties.

2.3.3.3.5 Essais de performances

Il est recommandé de déterminer d'abord le point de meilleur rendement en régime non cavitant, soit η_{hoptM} (pour une pompe-turbine, dans les deux modes de fonctionnement); ceci servira de base pour calculer δ_{ref} (voir 3.8.2.2) et la majoration de rendement $\Delta\eta_h$.

Au moins dans le domaine garanti, les essais de performances doivent être effectués à vitesse constante ou à hauteur d'essai constante. Pour le calcul des résultats d'essai (voir 3.8), il est préférable d'exécuter les essais à vitesse et température de l'eau constantes (si possible), de sorte que le nombre de Reynolds obtenu reste approximativement constant. Si, à cause des limitations du modèle et/ou de l'installation d'essais, on ne peut pas maintenir les conditions d'essai constantes, le paragraphe 3.8.2.2 explique comment traiter les résultats d'essai obtenus. Dans ce même paragraphe sont données quelques représentations graphiques types des résultats des essais de performances de différents types de machine (voir figures 55 à 61).

a) Machines à réaction: influence de la cavitation

Les essais de performances peuvent être effectués dans l'une des deux conditions suivantes:

- au nombre de Thoma d'installation, $\sigma_M = \sigma_{pl}$

Dans ce cas, particulièrement pour les machines de grande vitesse spécifique, une cavitation pouvant affecter le rendement risque de se produire dans le domaine de rendement garanti. Il faut le vérifier en faisant varier σ dans les zones affectées comme le montre 2.3.3.3.6.

- en régime non cavitant, $\sigma_M > \sigma_{pl}$

Ceci implique que le nombre de Thoma σ_M est suffisamment grand pour éviter toute cavitation. En conséquence, l'influence éventuelle de la cavitation sur les courbes de performances dans les conditions du site doit être examinée en faisant varier σ , comme expliqué en 2.3.3.3.6. Si ces essais font apparaître une influence dans le domaine garanti, la figure 70 (voir 3.8.2.3.7) explique comment corriger la courbe de rendement mesurée à $\sigma_M > \sigma_{pl}$.

b) Turbines à action: influence du niveau de fuite

Pour les turbines à action, il est recommandé de rechercher le niveau du canal de fuite pour lequel les performances sont affectées. Ce contrôle doit être fait en faisant varier le niveau du canal de fuite pour des points de fonctionnement à pleine charge déterminés.

- geometric and hydraulic references and data of model and prototype;
- physical constants and properties for model and prototype;
- model friction torque (if not automatically compensated);
- calibration data for all relevant instruments;
- leakage flow-rate through labyrinth seals, if considered (see 2.1.3.4.3);
- efficiency step-up procedure.

A sample calculation shall demonstrate the correct use of these data and explain the calculation procedure.

2.3.3.3.4 Signing and handling of test records

Complete records of measured model data and corresponding data at zero or reference conditions, as well as notes from inspections and calibrations, readings and observations during the acceptance tests and/or preliminary tests shall be agreed on and signed by the witnessing parties and by the chief of tests immediately on completion of each phase, and kept as a complete set by each party.

2.3.3.3.5 Performance tests

It is recommended to determine first the best efficiency point in non cavitating conditions, i.e. η_{hoptM} (for a pump-turbine, in both modes of operation) as the basis for calculation of δ_{ref} (see 3.8.2.2) and efficiency increase $\Delta\eta_{\text{h}}$.

At least within the range of guarantee, the performance tests shall be carried out at constant speed or at constant test head. For computation of test results (see 3.8), it is preferable to perform the tests at constant speed and water temperature (if possible), so that the resulting Reynolds number is approximately constant. If, due to limitations of the model and/or the test installation, constant test conditions cannot be maintained, 3.8.2.2 explains the further processing required of such performance test results. In the same subclause, some typical graphical presentations of results of performance tests for various types of machines are shown (see figures 55 to 61).

a) Reaction machines: influence of cavitation

Performance tests can be carried out in one of the following two test conditions:

- at plant Thoma number $\sigma_{\text{M}} = \sigma_{\text{pl}}$

In this case, especially for machines of higher specific speed, cavitation which can affect efficiency could occur within the range of guaranteed efficiency. This has to be checked by means of σ -variations in the affected zones as explained and illustrated in 2.3.3.3.6.

- at non-cavitating condition, with $\sigma_{\text{M}} > \sigma_{\text{pl}}$

This means that the Thoma number σ_{M} is sufficiently high to avoid any cavitation. As a consequence, the possible influence of cavitation on the performance curves at plant conditions is to be checked by σ -variations as explained in 2.3.3.3.6. If these tests reveal that within the range of guarantee an influence exists, figure 70 (see 3.8.2.3.7) explains the correction procedure for the efficiency curve measured with $\sigma_{\text{M}} > \sigma_{\text{pl}}$.

b) Impulse turbines: influence of tailwater level

For impulse turbines, it is recommended to determine the tailwater elevation at which performance is affected. This check is to be done at selected full load operating points, by varying the tailwater level.

2.3.3.3.6 Essais de cavitation des machines à réaction

Des essais de cavitation, c'est-à-dire des variations systématiques du nombre de Thoma σ accompagnées de l'enregistrement des figures de cavitation, sont effectués en un certain nombre de points de fonctionnement. Les résultats sont généralement représentés comme le montrent les figures 71 et 72. Pour des valeurs spécifiées de σ (par exemple à σ_{pl}), on peut établir dans quelle mesure la cavitation influe sur les performances (rendement, débit ou énergie hydraulique massique, puissance). C'est la seule façon de contrôler la marge de sécurité entre les valeurs de σ correspondant aux conditions du site et la valeur σ_d à laquelle les performances sont ou commencent à être affectées par la cavitation (voir figure 70).

Pour chaque variation de σ , il est important de s'assurer que les paramètres géométriques de réglage du modèle restent constants. On doit convenir si c'est le coefficient d'énergie (ou le facteur de vitesse) ou bien le coefficient de débit (ou le facteur de débit) qui doit être gardé constant.

Si le modèle est muni de hublots ou d'éléments transparents adéquats, on peut, pour des valeurs spécifiées de σ , observer les figures de cavitation dans la roue et/ou dans l'aspirateur (où par exemple on voit apparaître la torche des turbines Francis à charge partielle) en utilisant un éclairage stroboscopique. On peut aussi observer les figures de cavitation en introduisant un endoscope dans le modèle. Habituellement, ces figures de cavitation sont enregistrées par des croquis manuels, des photos ou des enregistrements vidéo.

Ces résultats des essais de cavitation peuvent aussi servir à noter d'autres phénomènes associés à la cavitation, tels que le bruit, les vibrations ou les fluctuations de pression.

En ce qui concerne les conséquences du non-respect de la similitude de Froude pour les grandes machines de faible énergie hydraulique massique, on se reportera à 2.3.1.5.1 c).

Les parties contractuelles doivent s'accorder sur les différents niveaux de référence et les valeurs correspondantes de σ_{pl} à utiliser (voir 2.3.1.5.1 et annexe M), ainsi que sur la façon de prendre en compte l'influence éventuelle de la cavitation sur les performances lors de la transposition des résultats au prototype (voir 3.8.2.4.2).

2.3.3.3.7 Essais d'emballement

Les modalités des essais d'emballement dépendent de la conception de la boucle d'essais, de l'instrumentation et de la conception du modèle. Si la boucle d'essais est équipée, ou peut l'être, d'un moteur d'entraînement compensant le couple de frottement dû aux paliers et joints d'arbre, il est généralement possible de garder $P_{mm} = 0$ et donc de déterminer directement des points de la caractéristique d'emballement. S'il est impossible de procéder ainsi, on peut déterminer cette caractéristique par extrapolation (voir un exemple figure 76) ou par interpolation.

Dans la plupart des cas, l'énergie hydraulique massique est réduite, de façon à ne pas dépasser la vitesse maximale que peuvent supporter le modèle et/ou l'installation d'essais. Cependant, il convient que la vitesse minimale d'emballement du modèle ne soit pas inférieure à la vitesse utilisée pour les essais de performances. L'influence des nombres de Reynolds et de Froude est considérée comme négligeable au voisinage de l'emballement.

Les essais d'emballement doivent être effectués en faisant suffisamment varier les paramètres géométriques de la machine modèle, de façon à couvrir la combinaison la plus défavorable de ces paramètres et toutes les conditions spécifiées. Pour les turbines à action (turbines Pelton) à plusieurs jets, il faut déterminer la vitesse maximale d'emballement stabilisé en tenant compte de la combinaison d'injecteurs en fonctionnement la plus défavorable.

Le paragraphe 3.8.3.1 explique comment déterminer les caractéristiques d'emballement du modèle pour différents types de machine; les figures 74 à 76 donnent quelques exemples de représentation graphique du facteur de vitesse d'emballement $n_{ED,R}$.

2.3.3.3.6 Cavitation tests on reaction machines

Cavitation tests, i.e. systematic variations of the Thoma number σ , combined with recording of the cavitation pattern, are performed at selected operating points. The results are usually represented as illustrated in figures 71 and 72. At specified values of σ (e.g. at σ_{pi}) it can be demonstrated how cavitation influences performance (efficiency, discharge or specific hydraulic energy, power). It is the only way to check the safety margin between the σ -values related to plant conditions and the σ_d -value at which performance is or begins to be affected by cavitation (see figure 70).

At each σ -variation it is important that the chosen geometric model parameters remain constant. It shall be agreed, whether the energy coefficient (or speed factor), or the discharge coefficient (or discharge factor) shall be kept constant.

If the model is equipped with suitable windows or transparent parts, it is possible, at specified values of σ , to observe the cavitation pattern at the runner/impeller and/or in the draft tube (where, for example, the vortex rope at part load operation of Francis turbines becomes visible), by the use of stroboscopic light. It is also possible to observe the cavitation pattern by introducing an endoscope into the model. Usually, this cavitation pattern is recorded by means of manual sketches, photos or video.

The results of cavitation tests may be used to indicate other phenomena associated with cavitation such as noise, vibration and pressure fluctuation.

For the consequences of not respecting the Froude similarity for large low specific hydraulic energy machines, see 2.3.1.5.1 c).

Contractual parties shall agree on the different reference levels and the corresponding σ_{pi} values to be used (see 2.3.1.5.1 and annex M), as well as on the method of how the influence of cavitation on performance, if any, should be considered when transposing the results to prototype conditions (see 3.8.2.4.2).

2.3.3.3.7 Runaway tests

The runaway test method depends on the design of the test rig, the instrumentation and the model design. If the test rig is, or can be, equipped with a driving motor to compensate friction torque due to shaft bearings and seals, it is usually possible to maintain $P_{mM} = 0$, and thus to establish directly the points of the runaway characteristics. If this procedure is not possible, the runaway conditions can be determined by extrapolation (as an example see figure 76) or by interpolation.

In most cases, the specific hydraulic energy is reduced, so that the highest speed which can be endured by the model and/or the testing facility is not exceeded. However, the minimum runaway speed of the model should not be lower than the speed used for performance testing. The influence of Reynolds and Froude numbers is assumed to be negligible in the range near to runaway.

The runaway tests shall be carried out with a sufficient variation of geometric parameters of the model machine, so that the most unfavourable combination of parameters and all specified conditions are covered. For multijet impulse turbines (Pelton turbines), the maximum steady-state runaway speed shall be measured taking into account the most unfavourable combination of operating nozzles.

Subclause 3.8.3.1 explains how the model runaway characteristics are determined for different types of machines and figures 74 to 76 give some examples of graphical representation of the runaway speed factor $\eta_{ED,R}$.

Pour les machines à réaction, il faut vérifier l'influence de la cavitation sur les caractéristiques d'emballement du modèle (voir 3.8.3.2). Il faut d'abord convenir de la valeur adéquate de σ_{pl} ; elle doit correspondre aux conditions du site les plus défavorables qui puissent survenir durant l'emballement (souvent sous l'énergie hydraulique massique maximale). Il y a deux possibilités pour contrôler l'influence de la cavitation:

- a) soit effectuer les essais d'emballement du modèle à un nombre de Thoma suffisamment grand, et ensuite contrôler l'influence de la cavitation en quelques points de fonctionnement critiques en faisant varier σ , c'est-à-dire tracer pour chacun de ces points les courbes $n_{ED,R}(\sigma)$ et $Q_{ED,R}(\sigma)$.
- b) soit effectuer les essais d'emballement du modèle à $\sigma_M = \sigma_{pl}$ et à $\sigma_M > \sigma_{pl}$.

2.3.3.3.8 Essais relatifs aux données complémentaires

Les modalités d'exécution d'essais concernant par exemple:

- les fluctuations de pression;
- le couple sur les directrices;
- les caractéristiques de fonctionnement dans les quatre quadrants;
- les poussées axiale et radiale;
- etc.

sont décrites à l'article 4 qui donne les détails sur les divers aspects de ces essais complémentaires.

2.3.3.3.9 Registre journalier et compte rendu final des essais de réception

Un registre journalier doit rassembler quotidiennement:

- les noms des personnes participant aux essais;
- les activités qui se sont déroulées: contrôles, étalonnages, séries d'essais, discussions;
- les accords, décisions et questions pendantes se rapportant aux résultats d'essai;
- les modifications apportées au programme technique et/ou au planning des essais.

A la fin des essais de réception, un compte rendu final doit être établi, comportant au moins:

- le but des essais de réception;
- le lieu et la date des essais;
- les noms des personnes participantes;
- l'identification du modèle et/ou de ses composants;
- les commentaires et/ou les conclusions concernant:
 - les inspections de la boucle d'essais, de l'instrumentation et du montage du modèle,
 - l'étalonnage des instruments,
 - le système d'acquisition des données (exemple de calcul),
 - le contrôle géométrique du modèle;
- l'examen des résultats et la comparaison avec les grandeurs garanties ou spécifiées concernant au moins:
 - les essais de performance,
 - les essais de cavitation,
 - les essais d'emballement;

For reaction machines, the influence of cavitation on model runaway data is to be checked (see 3.8.3.2). The relevant σ_{pl} -value shall first be agreed on; it shall relate to the most unfavourable plant conditions which can occur during runaway (often at maximum specific hydraulic energy). There are then two possible methods for checking the influence of cavitation:

- a) perform the model runaway tests at a sufficiently high Thoma number, and then check at selected, critical operating points the influence of cavitation by means of σ -variations, i.e. establish curves $n_{ED,R}(\sigma)$ and $Q_{ED,R}(\sigma)$ for each of these points;
- b) carry out the model runaway tests at $\sigma_M = \sigma_{pl}$ and at $\sigma_M > \sigma_{pl}$.

2.3.3.3.8 Tests to check additional data

The procedures applied for tests, such as:

- pressure fluctuations;
- guide vane torque;
- four-quadrant performance characteristics;
- axial/radial thrust;
- etc.

are described in clause 4 which details the relevant aspects of these additional tests.

2.3.3.3.9 Daily log and final protocol on acceptance tests

A daily log shall summarize, for each day:

- names of the persons participating in the tests;
- activities such as checks, calibrations, test series, discussions;
- agreements, decisions and unresolved issues with respect to test results;
- modifications of the technical programme and/or test programme.

At the end of the acceptance tests, a final protocol shall be established covering at least:

- purpose of acceptance tests;
- location and date of tests;
- names of persons participating;
- identification of the model and/or the model components;
- comments and/or conclusions on:
 - inspection of test rig, instrumentation and installation of the model;
 - calibration of instruments;
 - data acquisition system (sample calculation);
 - check of model geometry;
- discussion of results and comparison with guaranteed and/or specified data, covering at least:
 - performance tests;
 - cavitation tests;
 - runaway tests;

- les conclusions obtenues:
 - les garanties et spécifications sont-elles respectées ?
 - les résultats prévus par le programme technique et par la spécification technique des essais sur modèle sont-ils complets ?
- les accords concernant:
 - des essais complémentaires éventuels;
 - la justification des résultats d'essai;
 - l'expédition ou le stockage du modèle.

2.3.3.4 Incidents et répétition des essais

2.3.3.4.1 Types d'incidents et leurs conséquences

Pendant les essais de réception, il peut se produire des incidents dus au modèle, à la boucle d'essai, à l'instrumentation ou au traitement des données; on peut citer:

- a) défauts mécaniques du modèle:
 - les paliers ou les joints du modèle sont défectueux et modifient les pertes mécaniques par frottement. Il est alors nécessaire de prévoir le remplacement des paliers et/ou des joints, mais les pertes par frottement peuvent être différentes;
 - les jeux en fonctionnement et/ou les conditions d'étranglement dans les tuyauteries recueillant le débit de fuite se modifient, entraînant des variations des performances hydrauliques;
 - les directrices et/ou les pales de roue se désalignent, affectant les performances et/ou les figures de cavitation;
 - il survient des défauts mécaniques de la roue ou de tout autre composant du modèle.
- b) défauts de la boucle d'essais ou de l'instrumentation:
 - il se produit des variations inhabituelles de la vitesse, de l'énergie hydraulique massique ou du débit dues à des défauts du système de contrôle-commande de la boucle ou au mauvais fonctionnement de certains composants;
 - il apparaît des fuites supplémentaires dues à l'ouverture d'une vanne ou à un défaut des tuyauteries de mesure;
 - il apparaît une dérive excessive entre les «zéros» des instruments relevés avant et après une série d'essais.
- c) défauts dans le traitement des données:
 - un mauvais fonctionnement du système d'acquisition des données peut produire des résultats d'essai erronés;
 - des données de référence ou des étalonnages incorrects entraînent aussi des résultats d'essai erronés.

Le chef d'essais et toutes les parties concernées doivent étroitement contrôler la correction de tels défauts.

Dans les essais comparatifs, il faut veiller particulièrement à ce qu'aucune partie ne tire avantage des résultats obtenus jusque là. Les essais doivent être poursuivis dans les conditions où ils avaient commencé et sans modification du tracé hydraulique.

Après correction du défaut, il est souhaitable d'effectuer plusieurs essais préparatoires et/ou préliminaires pour s'assurer que le modèle se comporte exactement comme il le faisait avant l'apparition du défaut. S'il est prouvé que son fonctionnement a été modifié, il faut qu'un accord mutuel décide:

- conclusions regarding whether:
 - guarantees and specifications have been met;
 - test results are complete with respect to the technical programme and technical specification for the model tests;
- agreements on:
 - additional tests (if any);
 - documentation of test results;
 - shipment or storage of the model.

2.3.3.4 Faults and repetition of tests

2.3.3.4.1 Types of faults and consequences

During the acceptance tests, faults in the model, test rig, instrumentation or data processing may arise, such as:

a) mechanical faults in the model:

- bearing or seals of the model fail and effect a change of mechanical friction losses. Replacement bearings and/or seals need to be fitted, but the mechanical friction losses may have changed;
- running clearances and/or throttling conditions in piping for leakage flow-rate may have changed, effecting changes in hydraulic performance;
- guide vanes and/or runner/impeller blades become misaligned affecting performance and/or cavitation pattern;
- mechanical defect on runner/impeller or at other model components occurs.

b) faults in the test rig or instrumentation:

- unusual variations of speed, specific hydraulic energy or discharge are introduced due to faults in the auxiliary control systems of the test rig or due to malfunctioning of components;
- additional leakage due to an open valve or a defect in the measuring leads is detected;
- excessive shift of instrument indications at zero conditions before and after a series of tests is detected.

c) faults in data processing

- malfunctioning of the data acquisition system may produce faulty test results;
- faulty test results are produced due to incorrect reference or calibration data.

The correction of such faults shall be closely supervised by the chief of tests and all parties concerned.

In comparative tests, particular care shall be taken to ensure that none of the parties is advantaged from the results obtained up to that point. The tests shall be completed in the manner they began and without modification of the hydraulic design.

After correction of the fault, several preparatory tests and/or preliminary tests should be made to ensure that the model is behaving exactly as it was before the faults occurred. If its performance is proven to have changed, then by mutual agreement, the previous series of tests shall either:

- ou bien de garder la première série d'essais, et dans ce cas aucun essai ultérieur ne sera jugé nécessaire;
- ou bien d'invalider la première série d'essais, et dans ce cas la série d'essais complète sera recommencée.

2.3.3.4.2 Modalités pour la répétition des essais

Toute partie a le droit de demander que les essais soient interrompus et/ou recommencés, pourvu que le chef d'essai estime valable la raison invoquée, par exemple:

- accord non satisfaisant entre les étalonnages avant et après essai;
- mauvais fonctionnement de la boucle d'essais, de l'instrumentation ou du système de traitement des données;
- défauts mécaniques du modèle;
- non-respect, sur un point important, de la présente norme, à moins qu'il en ait été décidé ainsi au préalable.

Dans un tel cas, la ou les autres parties et/ou le chef d'essai peuvent aussi demander que les essais soient recommencés. Il est recommandé qu'un accord écrit préalable fixe l'objet des essais à répéter, les étalonnages à renouveler et la responsabilité du coût de ces opérations.

Si on ne peut pas arriver à un accord pour décider comment ces essais répétés seront conduits ou qui est responsable du coût supplémentaire, la question doit être soumise à un arbitre indépendant acceptable par toutes les parties.

2.3.3.5 Rapport d'essai final

Après que tous les essais prévus par la spécification technique des essais sur modèle (voir 2.3.3.1.1) et par le programme technique (voir 2.3.3.3.2) auront été effectués, un rapport d'essai final doit être préparé conformément aux règles définies dans la présente norme et signé par le chef d'essai. Les parties doivent convenir si elles auront à approuver un projet du rapport entier ou seulement de certains chapitres avant diffusion de la version définitive.

Le rapport final doit comprendre principalement les points suivants:

- 1) objet et but des essais, en se référant à la spécification technique des essais sur modèle comportant les garanties concernées et autres données contractuelles;
- 2) transcription de tous les accords et autres documents importants intéressant les essais;
- 3) personnel participant aux essais;
- 4) description de la machine modèle, accompagnée de plans montrant au moins la section principale du modèle et son montage général sur la boucle d'essai;
- 5) description de la boucle d'essai et de l'appareillage de mesure, y compris les méthodes d'étalonnage et le traitement des données;
- 6) calcul des résultats d'essai sur modèle et transposition aux conditions contractuelles du modèle et/ou du prototype (y compris la prise en compte éventuelle des effets d'échelle).
- 7) données d'étalonnage et rapports d'inspection;
- 8) modalités d'exécution des différents types d'essai;
- 9) journal relatant les activités concernant les essais spécifiés et le déroulement des différents essais;
- 10) enregistrements et feuilles de relevés des mesures et observations des différents essais, avec une représentation graphique des résultats;
- 11) calcul des incertitudes de mesure sur la base des étalonnages, résultats et observations ultérieurs;

- be allowed to stand, and no further tests be deemed necessary;
- or be declared invalid and the whole series of tests repeated.

2.3.3.4.2 Procedure for repetition of tests

Any of the parties shall have the right to require interruption and/or repetition of the tests, provided the chief of tests deems valid the reasons put forward, for example:

- unsatisfactory agreement between calibrations before and after tests;
- test rig, instrumentation or data processing malfunction;
- mechanical faults in the model;
- non-compliance, to a significant degree, with this standard, except as otherwise agreed beforehand.

In such a situation, the other party(ies) and/or the chief of tests may also demand a repetition of the tests. It is recommended that the subject of repeated tests, repeated calibrations and the responsibility for the associated costs be subject to written agreement beforehand.

If no agreement can be reached on how to conduct such a repetition of tests or who is responsible for the additional costs, the matter shall be referred to an independent arbitrator acceptable to all parties.

2.3.3.5 Final test report

After completion of all tests according to the technical specification for model tests (see 2.3.3.1.1) and the technical programme (see 2.3.3.2), a final test report shall be prepared according to the rules set out in this standard and signed by the chief of tests. The parties shall agree whether a draft of the whole report or only selected chapters have to be approved before distributing the final version.

The final report shall cover primarily the following items:

- 1) object and purpose of tests, with reference to technical specification of model tests including relevant guarantees and other contractual data;
- 2) records of all agreements, and other essential documents pertinent to the tests;
- 3) personnel taking part in the tests;
- 4) description of the model machine together with drawings showing, as a minimum, the main section of the model and its general arrangement in the test rig;
- 5) description of the test rig and the measuring equipment, including calibration methods and data processing;
- 6) calculation of model test results and transposition to contractual model and/or prototype conditions (including consideration of scale effects, if any);
- 7) calibration data and inspection reports;
- 8) test procedures for the different types of tests;
- 9) log covering activities related to the specified tests and the sequence of different tests;
- 10) relevant test records and data sheets from measurements and observations of the various tests, together with the test results graphically represented;
- 11) calculation of uncertainties of measurement with reference to the calibration data, results and further observations;

- 12) discussion et interprétation des résultats d'essai et comparaison avec les garanties et autres données contractuelles;
- 13) conclusions concernant le respect ou non des garanties et des exigences contractuelles et la réalisation complète des essais prévus par la spécification technique.

2.4 Introduction aux méthodes de mesure

Il est reconnu qu'aucune grandeur physique ne peut être mesurée sans erreur. Par conséquent, le résultat d'une mesure est sans valeur s'il n'est pas accompagné par l'incertitude qui lui est associée, estimée avec un certain niveau de confiance. Des prescriptions générales pour l'analyse et la combinaison des incertitudes sont données en 3.9.

Les grandeurs qui doivent être mesurées lors d'un essai sur modèle pour vérifier les garanties principales de performances hydrauliques définies en 1.4.2 nécessitent un degré élevé d'exactitude. C'est pourquoi les prescriptions figurant dans l'article 3 de la présente norme sont obligatoires pour que l'essai puisse être réputé conforme à cette norme. Le paragraphe 2.4.1 donne des prescriptions sur la façon de calculer les grandeurs (puissance, rendement) qui sont dérivées des grandeurs de base (débit, énergie hydraulique massique, couple sur l'arbre, vitesse de rotation). Les grandeurs hydrauliques telles que le NPSE et σ liées à l'influence de la cavitation sur les performances hydrauliques sont déterminées à partir des mêmes mesures physiques, et donc avec la même exactitude, que les grandeurs de base ci-dessus.

Des grandeurs complémentaires sont déterminées essentiellement à titre indicatif, bien que certaines d'entre elles puissent avoir un intérêt contractuel (voir article 4).

2.4.1 Mesures liées aux garanties principales de performances hydrauliques

2.4.1.1 Rendement hydraulique

L'essai de réception sur modèle d'une machine hydraulique effectué conformément à cette norme vise à comparer les performances hydrauliques réalisées, qu'elles soient exprimées en tant que performances mesurées sur le modèle ou qu'elles soient transposées sous forme de performances du prototype, avec les garanties données par le fournisseur.

Comme il n'y a pas de corrélation entre les pertes mécaniques du modèle (puissance dissipée dans les paliers guides, butées et joints d'arbre) et celles du prototype, la comparaison doit porter sur la puissance mécanique de la roue P_m (voir 1.3.3.8.3) et le rendement hydraulique η_h (voir 1.3.3.9.1) et non sur la puissance mécanique de la machine P (voir 1.3.3.8.2) et son rendement η (voir 1.3.3.9.3).

Le rendement hydraulique est calculé à partir de la puissance mécanique P_m transmise au niveau de la fixation de la roue sur l'arbre et de la puissance hydraulique P_h échangée avec l'eau. Il est donné par:

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} \text{ pour une turbine,}$$

et

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_m} \text{ pour une pompe.}$$

Il faut noter que selon ces définitions les pertes par frottement de disque et les pertes volumétriques (débits de fuite) sont considérées dans cette norme comme des pertes hydrauliques, et donc qu'aucune correction n'est à effectuer.

- 12) discussion and interpretation of test results and comparison with guaranteed and other contractual data;
- 13) conclusions as to whether or not the guaranteed and contractual requirements have been met, and the tests are complete with respect to the technical specification.

2.4 Introduction to the methods of measurement

It is recognized that no physical quantity can be measured without error. Consequently, the result of any measurement is worthless if not accompanied with the associated uncertainty estimated at a given confidence level. General prescriptions on analysis and combination of uncertainties are given in 3.9.

The quantities to be measured during a model test to verify the main hydraulic performance guarantees defined in 1.4.2 require a high level of accuracy. For this reason, the prescriptions given in clause 3 of this standard are mandatory in order that the test may be deemed to be in accordance with this standard. Subclause 2.4.1 gives prescriptions on how to calculate the quantities (power, efficiency) which are derived from the basic quantities (discharge, specific hydraulic energy, shaft torque, speed of rotation). Hydraulic quantities such as NPSE and σ related to the influence of cavitation on the hydraulic performance are determined from the same physical measurements, and thus with the same accuracy, as those used for the above basic quantities.

Additional quantities are determined mainly for guidance, even if some of them may be of contractual interest (see clause 4).

2.4.1 Measurements related to the main hydraulic performance guarantees

2.4.1.1 Hydraulic efficiency

The purpose of a model acceptance test on a hydraulic machine in accordance with this standard is to compare the achieved hydraulic performance, expressed either as the measured model performance or transposed to prototype performance, with guarantees given by the supplier.

Since there is no correlation between the mechanical losses (power dissipated in the guide bearings, thrust bearings and shaft seals) of the model and those of the prototype, the comparison shall be based on the mechanical power of runner/impeller P_m (see 1.3.3.8.3) and hydraulic efficiency η_h (see 1.3.3.9.1) and not the mechanical power of the machine P (see 1.3.3.8.2) and efficiency η (see 1.3.3.9.3).

Hydraulic efficiency is calculated from the mechanical power P_m transmitted through the coupling of the runner/impeller and the shaft and the hydraulic power P_h exchanged with the water. It is given by:

$$\eta_h = \frac{P_m}{P_h} \text{ for a turbine,}$$

and

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_m} \text{ for a pump.}$$

It shall be noted that according to these definitions the disc friction losses and leakage losses (volumetric losses) are considered in this standard as hydraulic losses, and therefore no correction is made.

Le principe de la méthode implique la mesure du débit Q , de l'énergie hydraulique massique E , du couple T et de la vitesse de rotation n .

La détermination directe du rendement hydraulique par la méthode thermodynamique n'est pas recommandée pour un essai de réception sur modèle.

2.4.1.2 Puissance hydraulique

La détermination de la puissance hydraulique nécessite de connaître l'énergie hydraulique massique de la machine et le débit-masse traversant la section de référence haute pression du modèle. La formule est:

$$P_h = E (\rho Q)_1$$

Toute injection ou tout soutirage d'eau se produisant dans le circuit entre la section de référence et la section de mesurage du débit doit être pris en compte. Lorsque c'est le débit-volume qui est mesuré, la valeur obtenue doit être associée à la valeur de la masse volumique de l'eau dans les conditions de pression et de température qui règnent dans la section de mesurage du débit.

Le paragraphe 2.5 explique comment déterminer les valeurs des grandeurs physiques telles que l'accélération locale due à la pesanteur, la masse volumique de l'eau, etc. soit par mesurage direct, soit à partir de formules ou de tables internationales reconnues. Les méthodes de mesurage du débit sont exposées en 3.2. Les méthodes de détermination de l'énergie hydraulique massique, à partir de mesures de pression conformes à 3.3 (ou éventuellement à partir de mesures de niveau d'eau conformes à 3.4) sont exposées en 3.5.

2.4.1.3 Puissance mécanique

Il n'est pas recommandé, pour des essais de réception sur modèle, de calculer la puissance mécanique à partir de mesures de la puissance électrique aux bornes du moteur ou du générateur et du rendement de celui-ci. La détermination de la puissance mécanique à la roue nécessite donc de connaître le couple appliqué à la roue et la vitesse de rotation:

$$P_m = 2 \pi n T_m$$

Les méthodes de mesurage du couple sont exposées en 3.6. Celles de la vitesse de rotation le sont en 3.7.

2.4.1.4 Calcul du rendement

A partir des définitions données dans les paragraphes précédents, le rendement hydraulique d'un modèle dans les conditions de fonctionnement qui existent pendant un point d'essai peut être calculé par:

$$\eta_h = \frac{2\pi n T_m}{E(\rho Q)_1} \text{ pour une turbine,}$$

et

$$\eta_h = \frac{E(\rho Q)_1}{2\pi n T_m} \text{ pour une pompe.}$$

The principle of the method involves the measurement of discharge Q , specific hydraulic energy E , torque T and rotational speed n .

The direct determination of hydraulic efficiency by the thermodynamic method is not recommended for model acceptance tests.

2.4.1.2 Hydraulic power

The determination of hydraulic power requires the knowledge of the specific hydraulic energy of the machine and of the mass flow rate through the high pressure reference section of the model. The formula is:

$$P_h = E (\rho Q)_1$$

Any transfer of water to or from the system between the reference section and the discharge measuring section shall be taken into account. Where the volume flow rate is measured, the value obtained shall be associated with the value of water density in the conditions of pressure and temperature prevailing in the discharge measuring section.

Subclause 2.5 explains how to determine the values of physical quantities such as the local acceleration due to gravity, the water density, etc. either by direct measurement or from internationally recognized formulae or tables. Methods of discharge measurement are described in 3.2. Methods of specific hydraulic energy determination, from pressure measurement in accordance with 3.3 (or possibly from water level measurement in accordance with 3.4), are described in 3.5.

2.4.1.3 Mechanical power

Calculation of the mechanical power from the measurement of electrical power at the motor/generator terminals and from the efficiency of the latter is not recommended for model acceptance tests. Thus the determination of mechanical power at the runner/impeller requires knowledge of the torque supplied by/applied to the runner/impeller and of the rotational speed:

$$P_m = 2 \pi n T_m$$

Methods of torque measurement are described in 3.6. Methods of rotational speed measurement are described in 3.7.

2.4.1.4 Computation of efficiency

From the definitions given in the previous subclauses, the hydraulic efficiency of a model in the operating conditions prevailing during a point may be calculated by:

$$\eta_h = \frac{2 \pi n T_m}{E(\rho Q)_1} \text{ for a turbine,}$$

and

$$\eta_h = \frac{E(\rho Q)_1}{2 \pi n T_m} \text{ for a pump.}$$

Lorsque les garanties se réfèrent aux performances du prototype, le rendement hydraulique et la puissance mécanique à la roue du prototype doivent être déterminés à partir des grandeurs correspondantes du modèle en appliquant une formule d'effet d'échelle, comme expliqué en 3.8.2.4. Les pertes mécaniques du prototype doivent ensuite être prises en compte pour obtenir la puissance mécanique de la machine P (puissance fournie par l'arbre de la turbine ou absorbée par l'arbre de la pompe) et le rendement global de la machine hydraulique $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$, appelé plus simplement «rendement» dans la présente norme (voir 1.3.3.9.3).

2.4.2 Mesures liées à des données complémentaires

Outre la vérification des garanties principales de performances hydrauliques, les essais sur modèle peuvent servir à obtenir des données complémentaires (voir article 4). Cela implique de mesurer les composantes stationnaires et/ou fluctuantes de diverses grandeurs hydrauliques ou mécaniques.

2.4.3 Acquisition et traitement des données

Quelle que soit la grandeur à mesurer, il faut apporter un soin particulier à la méthode utilisée pour moyenniser un signal fluctuant afin d'obtenir la valeur moyenne vraie de la grandeur physique ainsi qu'à l'analyse de ce signal afin de caractériser la fréquence et l'amplitude des fluctuations. Les paragraphes 3.1 et 4.2 donnent les prescriptions imposées au système de mesure et pour le traitement des données pour l'obtention des grandeurs moyennes et fluctuantes respectivement.

2.5 Propriétés physiques

2.5.1 Généralités

Le présent paragraphe définit les principales propriétés physiques nécessaires pour caractériser le comportement hydraulique des machines hydrauliques. Les termes et définitions relatifs à la plupart de ces grandeurs, ainsi que leurs symboles et unités, sont énumérés en 1.3.3.3.

Les formules que l'on peut utiliser dans un système de traitement des données pour calculer ces grandeurs sont présentées dans les paragraphes ci-après. Par commodité, des tables de valeurs numériques déduites de ces formules sont données à l'annexe B.

2.5.2 Accélération due à la pesanteur

L'accélération due à la pesanteur g (voir 1.3.3.3.1) est donnée en fonction de la latitude et de l'altitude:

$$g = 9,7803 (1 + 0,0053 \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot z$$

où

φ est la latitude, en degrés, et

z est l'altitude, en mètres.

Les valeurs numériques de g sont données au tableau B.1 et sont représentées sur la figure 23.

La valeur normale internationale de g est $9,806\,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

Si on dispose de valeurs mesurées de g , on doit les utiliser. La valeur locale de g peut être mesurée, par exemple, par un pendule ou par chute libre (dans le vide).

When the guarantees are referred to the prototype performances, the hydraulic efficiency and mechanical power of runner/impeller of the prototype shall be determined from the corresponding quantities of the model by applying a scale-up formula, as explained in 3.8.2.4. The mechanical losses of the prototype shall then be taken into account to determine the mechanical power of the machine P (power delivered by the turbine shaft or to the pump shaft) and the total efficiency of the hydraulic machine $\eta = \eta_h \cdot \eta_m$, more simply called "efficiency" in this standard (see 1.3.3.9.3).

2.4.2 Measurements related to additional data

In addition to the verification of the main hydraulic performance guarantees, model tests may be used to determine some additional data (see clause 4). This implies the measurement of the stationary and/or fluctuating components of various hydraulic or mechanical quantities.

2.4.3 Acquisition and processing of data

Whatever the quantity to be measured, particular care shall be given to the method of averaging a fluctuating signal to obtain the true mean value of the physical quantity and to the analysis of this signal to characterize the frequency and amplitude of the fluctuations. Subclauses 3.1 and 4.2 give guidance on the requirements of the system of measurement and on data processing for obtaining average and fluctuating quantities respectively.

2.5 Physical properties

2.5.1 General

This subclause defines the main physical properties needed to characterize the hydraulic behaviour of hydraulic machines. The terms and definitions of most of these quantities are listed in 1.3.3.3 together with their symbols and units.

The formulae which can be used in data processing to calculate these quantities are listed in the following subclauses. For convenience, tables of numerical values derived from these formulae are given in annex B.

2.5.2 Acceleration due to gravity

Acceleration due to gravity g (see 1.3.3.3.1) is given as a function of latitude and altitude:

$$g = 9,7803 (1 + 0,0053 \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} \cdot z$$

where

φ is the latitude in degrees, and

z is the altitude in metres.

The computed values of g are given in table B.1 and are represented in figure 23.

The international standard value of g is $9,806\,65 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.

If measured values of g are available, they shall be used. The local value of g can be measured for example by a pendulum or free fall (in vacuum).

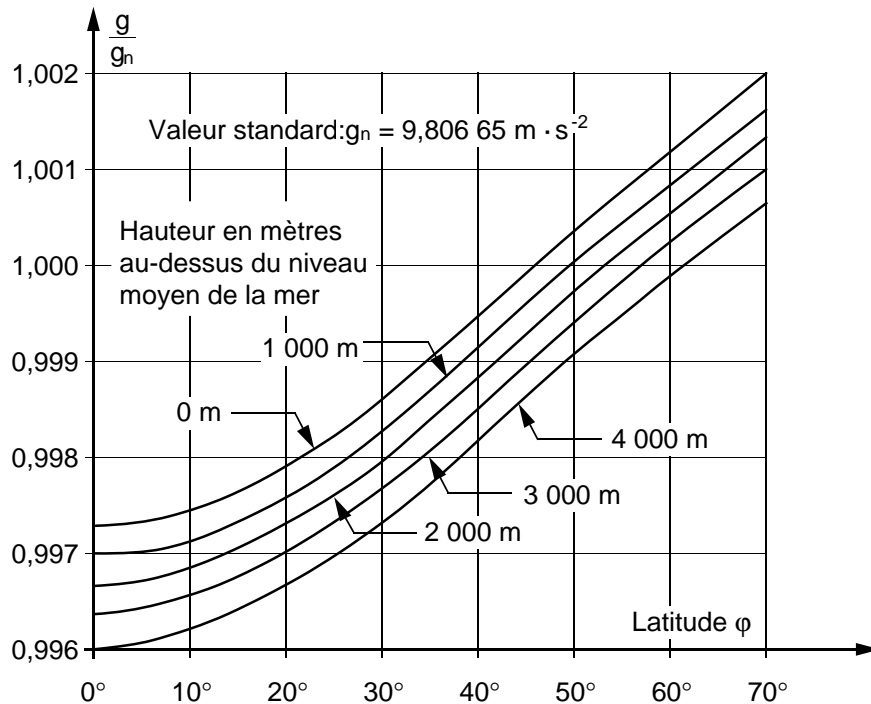


Figure 23 – Accélération due à la pesanteur g ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)

2.5.3 Propriétés physiques de l'eau

2.5.3.1 Masse volumique de l'eau

2.5.3.1.1 Utilisations de la masse volumique de l'eau

Dans les essais de machines hydrauliques, la masse volumique de l'eau, ρ (voir 1.3.3.3.3), doit être connue afin:

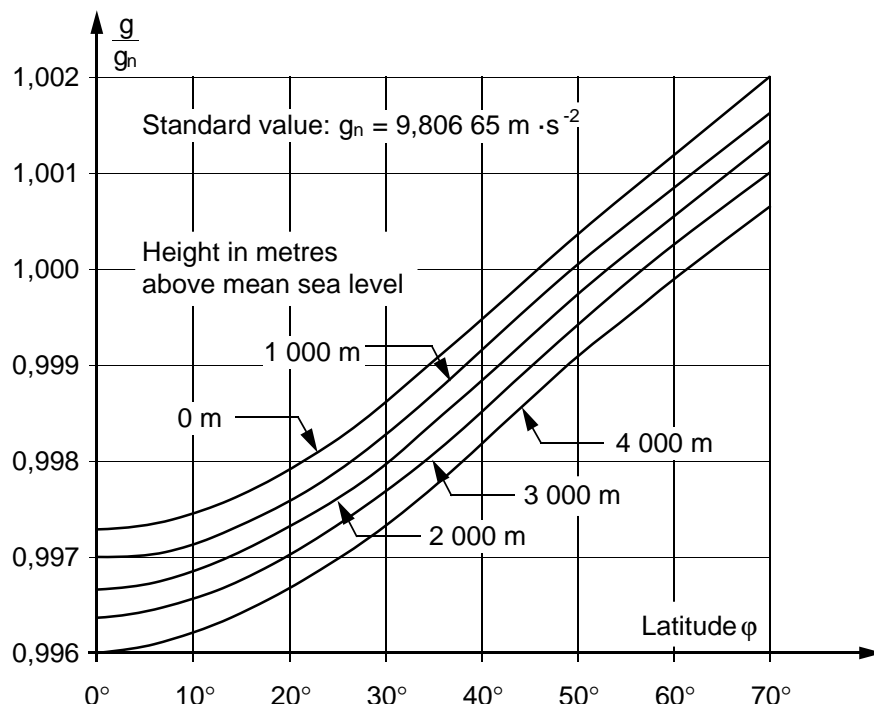
- de déterminer l'énergie hydraulique massique de la machine E à partir de mesures de pression (voir 1.3.3.6.2);
- de déterminer le débit-masse (ρQ) nécessaire au calcul de la puissance hydraulique (voir 1.3.3.8.1);

et éventuellement afin:

- de calculer la pression à partir de mesures faites avec un manomètre à colonnes d'eau (voir 3.3.4.2);
- de déterminer le débit lorsqu'on utilise la méthode par pesée soit pour les mesures elles-mêmes, soit pour un étalonnage (voir 3.2.2.1 et 3.2.2.2).

2.5.3.1.2 Masse volumique de l'eau utilisée

L'eau utilisée pour un essai sur modèle en laboratoire contient de petites quantités de substances dissoutes, selon les conditions hydrologiques locales. Sa masse volumique réelle ρ_{wa} est donc plus grande que celle de l'eau distillée ρ_{wd} (voir 2.5.3.1.3). Cependant, la valeur de ρ_{wa} dans l'installation d'essai ne diffère généralement que de moins de 0,05 % de la valeur ρ_{wd} pour l'eau distillée.

Figure 23 – Acceleration due to gravity g ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)

2.5.3 Physical properties of water

2.5.3.1 Density of water

2.5.3.1.1 Application of the density of water

In testing hydraulic machines, the density of water ρ (see 1.3.3.3.3) shall be known in order to:

- determine the specific hydraulic energy of machine E from pressure measurements (see 1.3.3.6.2);
- determine the mass flow rate (ρQ) needed for the calculation of the hydraulic power (see 1.3.3.8.1);

and, if necessary, to:

- calculate the pressure from measurements by using a water column manometer (see 3.3.4.2);
- determine the discharge when the weighing method is used for the measurement itself or for the calibration (see 3.2.2.1 and 3.2.2.2).

2.5.3.1.2 Density of actual water

The water used for model testing in the laboratory contains slight quantities of dissolved substances, depending on the local hydrological conditions. Therefore its actual density ρ_{wa} is higher than that of distilled water ρ_{wd} (see 2.5.3.1.3). However, the value of ρ_{wa} in the model test equipment generally differs by less than 0,05 % from the value of distilled water ρ_{wd} .

Dans le calcul du rendement hydraulique, cet écart devient négligeable si la détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine E repose essentiellement sur des mesures de pression (voir annexe D). Dans la plupart des cas, il est donc suffisant et acceptable d'utiliser les valeurs de l'eau distillée.

Cependant, s'il est nécessaire de déterminer la masse volumique de l'eau réellement utilisée, ρ_{wa} , plusieurs méthodes peuvent être appliquées:

- une méthode indirecte faisant appel à un manomètre étalonné relié à un niveau d'eau statique, comme le décrit le paragraphe 3.3.5.2;
- des méthodes directes telles qu'un hydromètre de précision (par exemple un picnomètre ou une «bouteille de densité»), ou une méthode de poussée hydrostatique.

On peut admettre que le rapport des masses volumiques de l'eau utilisée et de l'eau distillée reste constant quelles que soient la pression et la température. Ainsi, si la masse volumique de l'eau utilisée a été mesurée dans certaines conditions c de pression et de température ($\rho_{wa,c}$), sa valeur dans des conditions quelconques peut être calculée par:

$$\rho_{wa} = \frac{\rho_{wa,c}}{\rho_{wd,c}} \cdot \rho_{wd}$$

où ρ_{wd} et $\rho_{wd,c}$ sont calculées conformément à 2.5.3.1.3.

2.5.3.1.3 Masse volumique de l'eau distillée

La formule ci-après pour la masse volumique ρ_{wd} de l'eau distillée en fonction de la température et de la pression a été établie par Herbst et Roegenar [4] à partir de l'équation d'état empirique pour l'enthalpie libre de l'eau distillée. Pour déterminer les coefficients ci-dessous, tous les résultats d'essai de Kell et Whalley [5] et de Kell, McLaurin et Whalley [6] ont été pris en compte.

$$\rho_{wd} = 10^2 \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1}$$

où

$$\beta = \frac{1}{p^*} (p_{abs} + 200 \cdot 10^5) \quad (p^* = 10^5 \text{ Pa})$$

$$\alpha = \frac{1}{\theta^*} (\theta - \theta_1) \quad (\theta^* = 1 \text{ °C})$$

De 0 à 20 °C: $\theta_1 = 0 \text{ °C}$ De 20 °C à 50 °C: $\theta_1 = 20 \text{ °C}$

Cette formule est valable dans un domaine de pression absolue de 0 à $150 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

Le tableau 5 présente les coefficients R_{ij} ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$).

For calculation of the hydraulic efficiency, this deviation is negligible if the determination of the specific hydraulic energy of the machine E is predominantly obtained by pressure measurement (see annex D). Therefore, in most cases, it is sufficient and suitable to apply the values for distilled water.

However, if it is necessary to determine the density ρ_{wa} of the water actually used, several methods can be applied:

- an indirect method using a calibrated pressure gauge connected to a static free water level, as described in 3.3.5.2;
- direct methods such as a precision hydrometer (e.g. a pycnometer or so called "density bottle") or a buoyancy method.

It may be assumed that the ratio of the actual and distilled water densities is constant whatever the pressure and temperature. So, if the density of the actual water has been measured at certain conditions c of pressure and temperature ($\rho_{wa,c}$), its value for any other condition can be calculated by:

$$\rho_{wa} = \frac{\rho_{wa,c}}{\rho_{wd,c}} \cdot \rho_{wd}$$

where ρ_{wd} and $\rho_{wd,c}$ are calculated according to 2.5.3.1.3.

2.5.3.1.3 Density of distilled water

The formula for the density ρ_{wd} of distilled water as a function of temperature and pressure is derived by Herbst and Roegener [4] from the empirical state equation of the free enthalpy of distilled water. In determining the coefficients below, all the test results of Kell and Whalley [5] and of Kell, McLaurin and Whalley [6] were used.

$$\rho_{wd} = 10^2 \left[\sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 R_{ij} \cdot \alpha^j \cdot \beta^{(i-1)} \right]^{-1}$$

where

$$\beta = \frac{1}{p^*} (p_{abs} + 200 \cdot 10^5) \quad (p^* = 10^5 \text{ Pa})$$

$$\alpha = \frac{1}{\theta^*} (\theta - \theta_1) \quad (\theta^* = 1 \text{ } ^\circ\text{C})$$

From 0 °C to 20 °C: $\theta_1 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ From 20 °C to 50 °C: $\theta_1 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$

The formula is valid in the used pressure range from $p_{abs} = 0$ to $150 \cdot 10^5 \text{ Pa}$

Table 5 furnishes the coefficients R_{ij} ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$).

Tableau 5 – Coefficients de la formule de Herbst et Roegener

R(i,j) dans le domaine de température de 0,0 °C à 20,0 °C				
i	j = 0	j = 1	j = 2	j = 3
0	$0,4466741557 \cdot 10^{-4}$	$-0,5594500697 \cdot 10^{-4}$	$0,3402591955 \cdot 10^{-5}$	$-0,4136345187 \cdot 10^{-7}$
1	0,1010693802	$-0,1513709263 \cdot 10^{-4}$	$0,1063798744 \cdot 10^{-5}$	$-0,8146078995 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,5398392119 \cdot 10^{-5}$	$0,4672756685 \cdot 10^{-7}$	$-0,1194765361 \cdot 10^{-8}$	$0,1366322053 \cdot 10^{-10}$
3	$0,7780118121 \cdot 10^{-9}$	$-0,1619391322 \cdot 10^{-10}$	$0,5883547485 \cdot 10^{-12}$	$-0,8754014287 \cdot 10^{-14}$

R(i,j) dans le domaine de température de 20,0 °C à 50,0 °C				
i	j = 0	j = 1	j = 2	j = 3
0	$-0,4410355650 \cdot 10^{-4}$	$0,3052252898 \cdot 10^{-4}$	$0,9207848427 \cdot 10^{-6}$	$-0,2590431198 \cdot 10^{-7}$
1	0,1011269892	$0,1763956234 \cdot 10^{-4}$	$0,5750340044 \cdot 10^{-6}$	$-0,1923769978 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,4832441163 \cdot 10^{-5}$	$0,1533281704 \cdot 10^{-7}$	$-0,3749721294 \cdot 10^{-9}$	$0,1322804180 \cdot 10^{-11}$
3	$0,6194433327 \cdot 10^{-9}$	$-0,3164540431 \cdot 10^{-11}$	$0,6311389123 \cdot 10^{-13}$	$0,2469249342 \cdot 10^{-15}$

Au lieu de la formule de Herbst et Roegener [4], la formule de Borel et Lan [7] ou celle de Haar, Gallagher et Kell [8] peut aussi être utilisée pour les calculs sur ordinateur.

Tous ces auteurs ont pris pour base les valeurs expérimentales [5, 6]. Les valeurs données par ces diverses références sont dans la même gamme d'exactitude ($\pm 0,01$ %) dans les domaines de température et de pression mentionnés ci-dessus.

Dans les applications numériques, on peut aussi utiliser l'équation empirique de Weber [9], plus simple, quelque peu transformée. Pour des températures jusqu'à 35 °C et des pressions jusqu'à $150 \cdot 10^5$ Pa, les valeurs obtenues sont dans la même gamme d'exactitude que ci-dessus.

Si v est le volume massique, en $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$:

$$v = 1/\rho = v_0 [(1 - A \cdot p) + 8 \cdot 10^{-6} \cdot (\theta - B + C \cdot p)^2 - 6 \cdot 10^{-8} \cdot (\theta - B + C \cdot p)^3];$$

avec $v_0 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

$$A = 4,6699 \cdot 10^{-10} \quad (p = p_{\text{abs}} \text{ en Pa})$$

$$B = 4,0 \quad (\theta = \text{température en } ^\circ\text{C})$$

$$C = 2,1318913 \cdot 10^{-7}$$

Les valeurs de la masse volumique de l'eau distillée selon la formule de Herbst et Roegener [4] sont données au tableau B.2 et représentées sur la figure 24.

Table 5 – Coefficients of the Herbst and Roegener formula

R(i,j) in the temperature range 0,0 °C to 20,0 °C				
i	j = 0	j = 1	j = 2	j = 3
0	$0,4466741557 \cdot 10^{-4}$	$-0,5594500697 \cdot 10^{-4}$	$0,3402591955 \cdot 10^{-5}$	$-0,4136345187 \cdot 10^{-7}$
1	$0,1010693802$	$-0,1513709263 \cdot 10^{-4}$	$0,1063798744 \cdot 10^{-5}$	$-0,8146078995 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,5398392119 \cdot 10^{-5}$	$0,4672756685 \cdot 10^{-7}$	$-0,1194765361 \cdot 10^{-8}$	$0,1366322053 \cdot 10^{-10}$
3	$0,7780118121 \cdot 10^{-9}$	$-0,1619391322 \cdot 10^{-10}$	$0,5883547485 \cdot 10^{-12}$	$-0,8754014287 \cdot 10^{-14}$

R(i,j) in the temperature range 20,0 °C to 50,0 °C				
i	j = 0	j = 1	j = 2	j = 3
0	$-0,4410355650 \cdot 10^{-4}$	$0,3052252898 \cdot 10^{-4}$	$0,9207848427 \cdot 10^{-6}$	$-0,2590431198 \cdot 10^{-7}$
1	$0,1011269892$	$0,1763956234 \cdot 10^{-4}$	$0,5750340044 \cdot 10^{-6}$	$-0,1923769978 \cdot 10^{-8}$
2	$-0,4832441163 \cdot 10^{-5}$	$0,1533281704 \cdot 10^{-7}$	$-0,3749721294 \cdot 10^{-9}$	$0,1322804180 \cdot 10^{-11}$
3	$0,6194433327 \cdot 10^{-9}$	$-0,3164540431 \cdot 10^{-11}$	$0,6311389123 \cdot 10^{-13}$	$0,2469249342 \cdot 10^{-15}$

Instead of the formulae of Herbst and Roegener [4], the formulae of Borel and Lan [7] or of Haar, Gallagher and Kell [8] can also be used for calculation by computer.

All these authors have taken the experimental values [5, 6] as their basis. The values of these references are within the same range of accuracy ($\pm 0,01$ %) in the range of temperature and pressure as mentioned above.

For numerical application, the simpler empirical equation of Weber [9], somewhat transformed, may be used. The values calculated for temperatures up to 35 °C and pressures up to $150 \cdot 10^5$ Pa are within the same range of accuracy as mentioned above:

If v is the specific volume in $\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$:

$$v = 1/\rho = v_0 [(1 - A \cdot p) + 8 \cdot 10^{-6} \cdot (\theta - B + C \cdot p)^2 - 6 \cdot 10^{-8} \cdot (\theta - B + C \cdot p)^3];$$

with $v_0 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$

$$A = 4,6699 \cdot 10^{-10} \quad (p = p_{\text{abs}} \text{ in Pa})$$

$$B = 4,0 \quad (\theta = \text{temperature in } ^\circ\text{C})$$

$$C = 2,1318913 \cdot 10^{-7}$$

Values for distilled water on the basis of the formula of Herbst and Roegener [4] are given in table B.2 and are represented in figure 24.

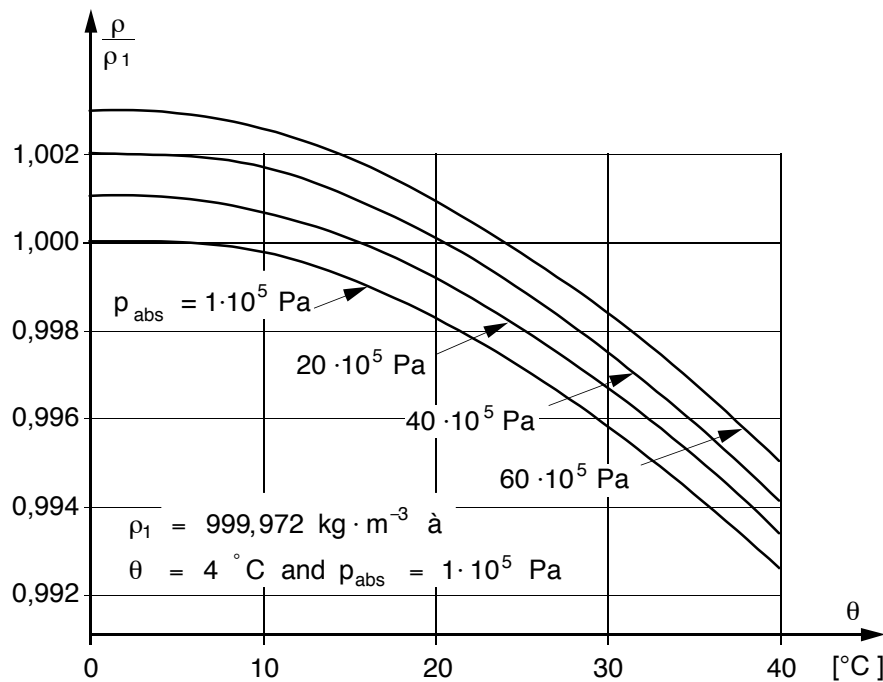


Figure 24 – Masse volumique de l'eau distillée ρ_{wd} ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

2.5.3.2 Caractéristiques de l'eau pendant les essais

2.5.3.2.1 Définition de la teneur de l'eau en germes et en gaz

Comme il a été exposé en 2.1.2.3 et 2.3.1.6.2, il est utile, pour déterminer l'influence de la cavitation sur le fonctionnement de la machine, de connaître non seulement la pression et la température de l'eau qui traverse la machine, mais aussi ses autres caractéristiques suivantes:

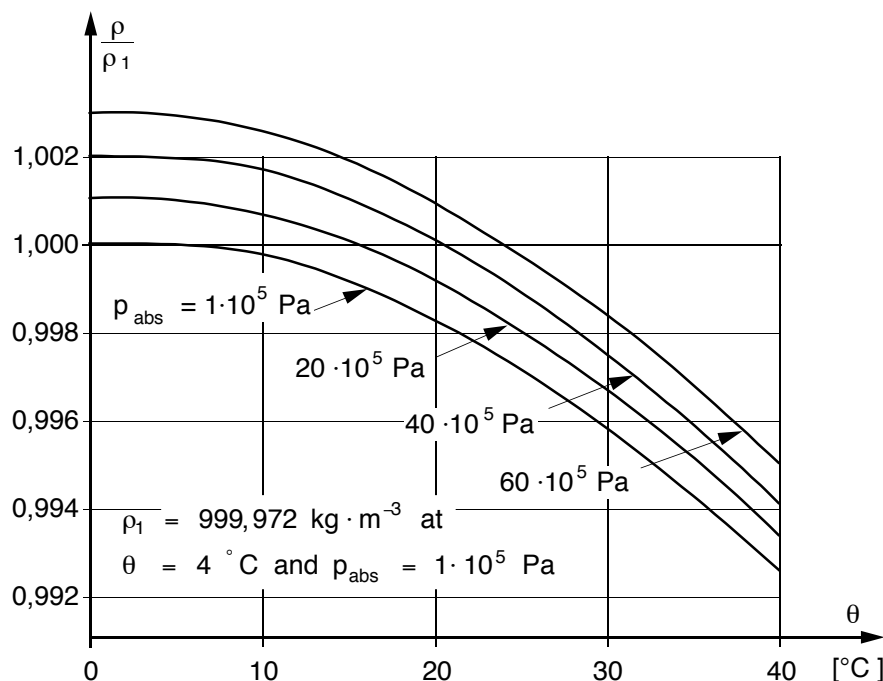
- **la teneur en germes** (voir 2.1.2.3), donnée par le nombre de germes par unité de volume d'eau. La teneur en germes correspond approximativement à la teneur en gaz (ou air) occlus, exprimée en volume par unité de volume d'eau;
- **la teneur en gaz dissous**, donnée en volume par unité de volume d'eau.

Les états extrêmes dans lesquels peut se trouver l'eau sont:

- une eau complètement dégazée (teneur en germes et en gaz nulle);
- une eau complètement saturée (eau saturée en gaz dissous mais avec une faible teneur en germes);
- une eau de teneur en germes élevée par suite d'une injection artificielle, indépendamment de la teneur en gaz dissous.

Il n'est pas possible de spécifier à l'avance une valeur de la teneur en germes requise, car celle-ci dépend de l'échelle du modèle, de l'énergie hydraulique massique d'essai et d'autres facteurs.

Le paragraphe 2.3.1.6.2 et les références [1] et [3] examinent l'influence des caractéristiques de l'eau (teneur en germes, teneur en gaz dissous) dans les essais sur modèle.

Figure 24 – Density of distilled water ρ_{wd} ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

2.5.3.2 Condition of water during test

2.5.3.2.1 Definition of nuclei and gas content in water

As stated in 2.1.2.3 and 2.3.1.6.2, to determine the influence of cavitation on the performance of the machine it is useful to know, in addition to pressure and temperature, other conditions of the water passing through the machine. These other conditions are:

- **nuclei content** (see 2.1.2.3) in terms of number of nuclei per unit volume of water. The nuclei content corresponds approximately to the undissolved gas (air) content in terms of volume per unit volume of water;
- **dissolved gas content** in terms of volume per unit volume of water.

Possible extreme conditions for water are:

- completely degassed water (water with no nuclei and no gas content);
- completely saturated water (water saturated with dissolved gas, however with low content of nuclei);
- high nuclei content of water due to an artificial injection, independently of the content of dissolved gas.

It is currently not possible to specify in advance a value for the required nuclei content, which depends on model scale, test specific hydraulic energy and other factors.

For a discussion of the influence of water conditions (nuclei content, gas content) in model testing, see 2.3.1.6.2 and references [1] and [3].

2.5.3.2.2 Détermination de la teneur de l'eau en germes et en gaz

2.5.3.2.2.1 Teneur de l'eau en germes

La détermination de la teneur de l'eau en germes requiert le mesurage du nombre et de la pression critique des germes.

Un compteur spécial de germes de cavitation est décrit en [1] et [3]. Dans ce compteur, l'écoulement est accéléré dans une section contractée pour provoquer la croissance explosive des germes.

L'injection des germes peut se faire à l'aide des injecteurs décrits en [1] et [3]. Le principe de ces injecteurs repose sur l'expansion rapide d'une eau saturée à travers un diaphragme.

2.5.3.2.2.2 Teneur de l'eau en gaz

L'eau contient normalement des gaz sous forme dissoute ou non. Ces gaz peuvent être de l'air ou d'autres substances comme le dioxyde de carbone (CO_2).

a) Teneur en gaz dissous

La teneur maximale possible en gaz dissous dépend de la pression et de la température de l'eau et la teneur réelle doit être mesurée. Deux méthodes de mesure fondamentales peuvent être appliquées¹⁾:

- mesurage de la teneur en oxygène dissous, au moyen d'un analyseur électrique basé sur la diffusion de l'oxygène à travers une membrane en PTFE (par exemple l'appareil Beckman voir [10]);
- séparation physique: méthode de Van Slyke [11]. Cette méthode permet d'extraire toute la quantité d'air, qu'il soit dissous ou occlus, en faisant cascader l'échantillon sous vide dans une colonne scellée. La méthode est assez rapide, mais elle nécessite d'opérer avec des échantillons de faible volume.

b) Teneur en gaz occlus

Un gaz entièrement dissous du côté haute pression d'une machine hydraulique peut être libéré lorsqu'il passe du côté haute pression au côté basse pression, modifiant ainsi le comportement de la machine. C'est pourquoi il est souhaitable de déterminer la teneur totale en gaz, non seulement dissous mais aussi occlus. La référence [13] décrit une telle méthode utilisant un vase d'extraction.

On trouvera dans [12] une comparaison des appareils de Van Slyke, de Merl et de Brand [13] et d'un analyseur d'oxygène dissous, comportant le mesurage des gaz dissous et non dissous.

2.5.3.3 Viscosité cinématique

La viscosité cinématique ν (voir 1.3.3.3.6) de l'eau dépend de sa température θ et de sa pression absolue p_{abs} . Elle se déduit de la viscosité dynamique μ , propriété physique de base, par la relation $\nu = \mu / \rho$.

Une formule pour μ est donnée en [14].

Cependant, pour des raisons pratiques dans le domaine des machines hydrauliques, une valeur approchée de ν peut être calculée à l'aide de la formule suivante:

$$\nu = e^{[-16,921 + 396,13 / (107,41 + \theta)]}$$

¹⁾ La méthode de Winkler, qui utilise l'iodométrie, peut aussi être utilisée. Elle est précise, mais son application est difficile.

2.5.3.2.2 Determination of nuclei and gas (air) content in water

2.5.3.2.2.1 Nuclei content in water

The determination of the nuclei content of water requires the measurement of the number and of the critical pressure of nuclei.

A special cavitation nuclei counter is described in [1] and [3]. In this counter, the flow is accelerated through a restricted section to promote the explosive growth of nuclei.

The injection of nuclei can be performed by the injectors described in [1] and [3]. These injectors are based on the rapid expansion of saturated water through an orifice.

2.5.3.2.2.2 Gas content (air content) in water

Water normally contains gases in dissolved or undissolved form. These gases may be air or other substances such as carbon dioxide (CO₂).

a) Dissolved gas content

The maximum possible amount of dissolved gases depends on the pressure and temperature of the water and the actual gas content shall be measured. Two basic methods of measurement can be applied¹⁾:

- measurement of dissolved oxygen content using an electrical analyzer based on the oxygen diffusion through a PTFE membrane (e.g. Beckman apparatus [10]);
- physical separation: Van Slyke method [11]. This method allows the extraction of the totality of the air content, whether in dissolved or occluded form, by cascading the sampling under vacuum in a packed column. The method is relatively rapid, but necessitates working on small volume samplings.

b) Undissolved gas content

A gas completely dissolved on the high pressure side of a hydraulic machine may become free while moving from the high pressure side to the low pressure side of the circuit, thus changing the behaviour of the machine. Therefore, the gas content not only for dissolved but also for undissolved gases should be determined. Such a method using an extraction vessel is described in [13].

In [12] a comparison of the Van Slyke, Merl and Brand [13] apparatus and a dissolved oxygen meter is made, including measurement of dissolved and undissolved gases.

2.5.3.3 Kinematic viscosity

The kinematic viscosity ν (see 1.3.3.3.6) of water depends on its temperature θ and absolute pressure p_{abs} and is derived from the basic physical property dynamic viscosity μ using $\nu = \mu/\rho$.

A formula for μ is given in [14].

However, for practical reasons in hydraulic machinery, an approximate value of ν can be computed using the following formula:

$$\nu = e^{[-16,921 + 396,13/(107,41 + \theta)]}$$

¹⁾ The Winkler method, using iodometry, may also be used. It is accurate, but its application is difficult.

Si on utilise cette équation, l'écart moyen par rapport aux valeurs normalisées données en [15] est de $\pm 0,05$ %, l'écart maximal étant de $\pm 0,09$ %.

L'influence de la pression est négligeable: l'écart pour $p = 10 \cdot 10^5$ Pa par rapport à la pression de référence $p = 10^5$ Pa est d'environ $-0,05$ %.

Les valeurs de v sont données au tableau B.3.

2.5.3.4 Pression de vapeur

La pression de vapeur saturante p_{va} (voir 1.3.3.3.4) de l'eau peut se calculer entre les températures $\theta = 0$ °C et $\theta = 40$ °C par la formule empirique suivante:

$$p_{va} = 10^{(2,7862 + 0,0312 \theta - 0,000104 \theta^2)}$$

L'erreur qui en résulte est inférieure à ± 7 Pa.

Les valeurs numériques de p_{va} sont données au tableau B.4, voir [8].

Il faut prendre garde aux substances chimiques dissoutes dans l'eau qui peuvent influencer sur sa pression de vapeur.

2.5.4 Propriétés physiques de l'atmosphère

2.5.4.1 Masse volumique de l'air sec

La masse volumique ρ_a (voir 1.3.3.3.3) de l'air peut se calculer en fonction de sa pression absolue p_{abs} et de sa température θ par la formule suivante, conformément à l'ISO 2533:

$$\rho_a = (p_{abs} \cdot 3,4837 \cdot 10^{-3}) / (273,15 + \theta)$$

Les valeurs de ρ_a sont données au tableau B.5.

L'influence de l'humidité sur la masse volumique de l'air est négligeable pour la détermination de E .

2.5.4.2 Pression ambiante

Normalement, la pression ambiante p_{amb} (voir 1.3.3.5.2) est la pression atmosphérique; elle est mesurée au laboratoire par un baromètre. Pour convertir les résultats d'essai aux conditions de fonctionnement du prototype sur le site (par exemple pour la détermination du NPSE ou du σ sur site), la pression ambiante doit être calculée en utilisant l'atmosphère type définie dans l'ISO 2533.

En admettant une variation linéaire de la température avec l'altitude égale à $-6,5 \cdot 10^{-3}$ K/m, la pression ambiante peut être calculée par la formule approchée suivante, extraite de l'ISO 2533:

$$p_{amb} = 101\,325 \left(1 - 2,2558 \cdot 10^{-5} \cdot z \right)^{5,255}$$

où z est l'altitude en mètres.

L'erreur qui en résulte est inférieure à ± 15 Pa.

Les valeurs pour p_{amb} selon l'ISO 2533 sont données au tableau B.6.

Using this equation, the average deviation from the standard values given in [15] is $\pm 0,05\%$, the maximum deviation is $\pm 0,09\%$.

The influence of pressure is negligible. The deviation for $p = 10 \cdot 10^5$ Pa against a reference pressure of $p = 10^5$ Pa is about $-0,05\%$.

Values for v are given in table B.3.

2.5.3.4 Vapour pressure

The vapour pressure p_{va} (see 1.3.3.3.4) of water between the water temperatures of $\theta = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $\theta = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ can be calculated using the following empirical formula:

$$p_{va} = 10^{(2,7862 + 0,0312 \theta - 0,000104 \theta^2)}$$

The resulting error is less than ± 7 Pa.

Numerical values of p_{va} are given in table B.4, see [8].

Attention shall be paid to dissolved chemical substances in water which may influence the vapour pressure.

2.5.4 Physical conditions of atmosphere

2.5.4.1 Density of dry air

The density of air ρ_a (see 1.3.3.3.3) as a function of p_{abs} and temperature of air θ can be calculated using the following formula according to ISO 2533:

$$\rho_a = (p_{abs} \cdot 3,4837 \cdot 10^{-3}) / (273,15 + \theta)$$

Values of ρ_a are given in table B.5.

The influence of humidity on the density of air is negligible for the determination of E.

2.5.4.2 Ambient pressure

Normally, the ambient pressure p_{amb} (see 1.3.3.5.2) is the barometric pressure measured in the laboratory by a barometer. For conversion of test results to the conditions of prototype at site (e.g. determination of NPSE or σ of the site) the ambient pressure shall be calculated using the standard atmosphere defined in ISO 2533.

Assuming a linear change of temperature with elevation equal to $-6,5 \cdot 10^{-3}$ K/m, the ambient pressure may be calculated by the following approximate formula derived from ISO 2533:

$$p_{amb} = 101\,325 (1 - 2,2558 \cdot 10^{-5} \cdot z)^{5,255}$$

where z is the elevation, in metres.

The resulting error is less than ± 15 Pa.

Values for p_{amb} from ISO 2533 are given in table B.6.

2.5.5 Masse volumique du mercure

La masse volumique ρ_{Hg} (voir 1.3.3.3.3) du mercure utilisé comme liquide manométrique peut se calculer, pour du mercure pur, par la formule suivante, où $p_o = 101\,325$ Pa (pression atmosphérique normale au niveau de la mer):

$$\rho_{\text{Hg}} = (13,595 - 2,46 \theta) \left[1 + 3,85 \cdot 10^{-11} (p - p_o) \right]$$

Les valeurs de ρ_{Hg} sont données au tableau B.7, voir [16].

Le mercure utilisé dans la pratique peut être souillé par des métaux dissous ou par d'autres matières. Pour assurer des mesures valables, le mercure doit être pur et propre.

2.5.5 Density of mercury

The density of mercury ρ_{Hg} (see 1.3.3.3.3) used in liquid manometers is calculated for pure mercury by the following equation with $p_o = 101\,325\text{ Pa}$ (standard ambient pressure at sea level):

$$\rho_{\text{Hg}} = (13,595 - 2,46 \theta) \left[1 + 3,85 \cdot 10^{-11} (p - p_o) \right]$$

Values of ρ_{Hg} are given in table B.7, see [16].

Mercury used in practical applications may be contaminated by dissolved metal or by other materials. To ensure valid measurements the mercury shall be pure and clean.

3 Performances hydrauliques principales: méthodes de mesurage et résultats

3.1 Acquisition et traitement des données

3.1.1 Introduction et définitions

L'acquisition et le traitement des données nécessitent la conversion d'un signal mesuré en unité physique appropriée par l'intermédiaire d'une chaîne de mesure composée de capteurs, de multiplexeurs, de convertisseurs ou de conditionneurs, d'équipements de stockage des données et d'ordinateurs. Le résultat final est la représentation des paramètres sous une forme significative.

Les mesurandes sont des valeurs fluctuantes. Toutefois, pour la détermination des performances hydrauliques principales du modèle, ce sont leurs valeurs moyennes qui sont les plus intéressantes.

Définitions:

mesurande

grandeur soumise à mesurage

transducteur

dispositif de mesure qui fait correspondre à une grandeur d'entrée une grandeur de sortie selon une loi déterminée

transducteur à sortie digitale

appareil de mesure équipé d'une électronique interne délivrant une sortie numérique (par exemple un port série RS 232)

multiplexeur (MUX)

appareil de commutation de deux ou plusieurs signaux pour partager le même convertisseur numérique, fréquencemètre ou système de câbles

convertisseur analogique numérique (convertisseur A/D)

appareil qui transforme un signal analogique continu en signaux numériques discrets

compteur

appareil qui mesure la fréquence, la période de temps ou le nombre d'impulsions

convertisseur tension-fréquence (convertisseur V/F)

appareil qui transforme suivant une loi connue un niveau de tension en fréquence

repliement

lorsqu'on échantillonne des signaux analogiques à une fréquence inférieure à deux fois la fréquence maximale du phénomène observé ou du bruit de fond («taux de Nyquist»), le procédé d'échantillonnage génère des signaux à basse fréquence erronés – repliements – qui ne peuvent pas être distingués du signal originel

interface ordinateur:

porte de communication permettant à l'ordinateur de contrôler d'autres appareils compatibles et de communiquer avec eux

3.1.2 Spécifications générales

La sortie de la chaîne d'acquisition et du système de traitement des données doit être une image vraie du mesurande.

L'étalonnage de tous les appareils de mesure utilisés doit faire l'objet de procédures documentées. Pour établir la conformité aux spécifications de tous les équipements de mesure et des étalons, des enregistrements écrits doivent être disponibles.

3 Main hydraulic performances: methods of measurement and results

3.1 Data acquisition and data processing

3.1.1 Introduction and definitions

Data acquisition and data processing involve the conversion of measured signals into appropriate engineering units through a measuring chain of several components such as transducers, multiplexers, signal converters or conditioners, data storage equipment and computers. The final output is a presentation of parameters as meaningful performance data.

The measurands are fluctuating quantities. However, their average values are of main interest for the determination of the main hydraulic performances of a model.

Definitions:

measurand

quantity subjected to measurement

transducer

measuring device, which provides an output quantity with a given relationship to the input quantity

transducer with digitized output

measuring device with built-in electronics to give a digitized output (e.g. serial port RS 232)

multiplexer (MUX)

device for switching two or more signals in order to share the same analog-to-digital converter, frequency counter or cabling facilities

analog-to-digital converter (A/D converter)

device that translates continuous analog signals into discrete digital signals

counter

device that measures frequency, time period or number of pulses

voltage-to-frequency converter (V/F converter)

device that translates with a given relationship, voltage levels into frequency

aliasing

when sampling analog signals with a sampling rate less than twice that of the frequency of the highest-frequency signal or noise component ("Nyquist rate"), the sampling process will produce spurious low-frequency signals (aliases) that cannot be distinguished from the original signal

computer interface

communication port that enables the computer to control and communicate with other compatible devices

3.1.2 General requirements

The output from the data acquisition and data processing system shall be a true reflection of the measurand.

Documented calibration procedures shall exist for all instruments in use. Maintained records of all measurement standards and measuring equipment used to establish compliance to specified requirements shall also exist.

Lorsque c'est approprié, il doit être possible de vérifier sur place, par des connections en parallèle, l'étalonnage de tous les instruments de la chaîne de mesure en utilisant une méthode primaire afin de vérifier que la réponse du système d'acquisition des données représente le mesurande dans les limites spécifiées. Ce qui signifie en général que l'on doit utiliser les mêmes trajets de signaux, logiciels et matériels pendant l'étalonnage et l'essai.

Pendant un essai de performance, les moyennes de toutes les grandeurs mesurées doivent être obtenues en utilisant des mesures réalisées sur le même intervalle de temps.

Une possibilité de vérification de la chaîne de mesure complète peut reposer sur une double instrumentation en parallèle. Il est aussi préférable d'avoir la possibilité de comparer les résultats du système d'acquisition des données et de l'appareil de référence y compris pendant le fonctionnement de la machine en essai.

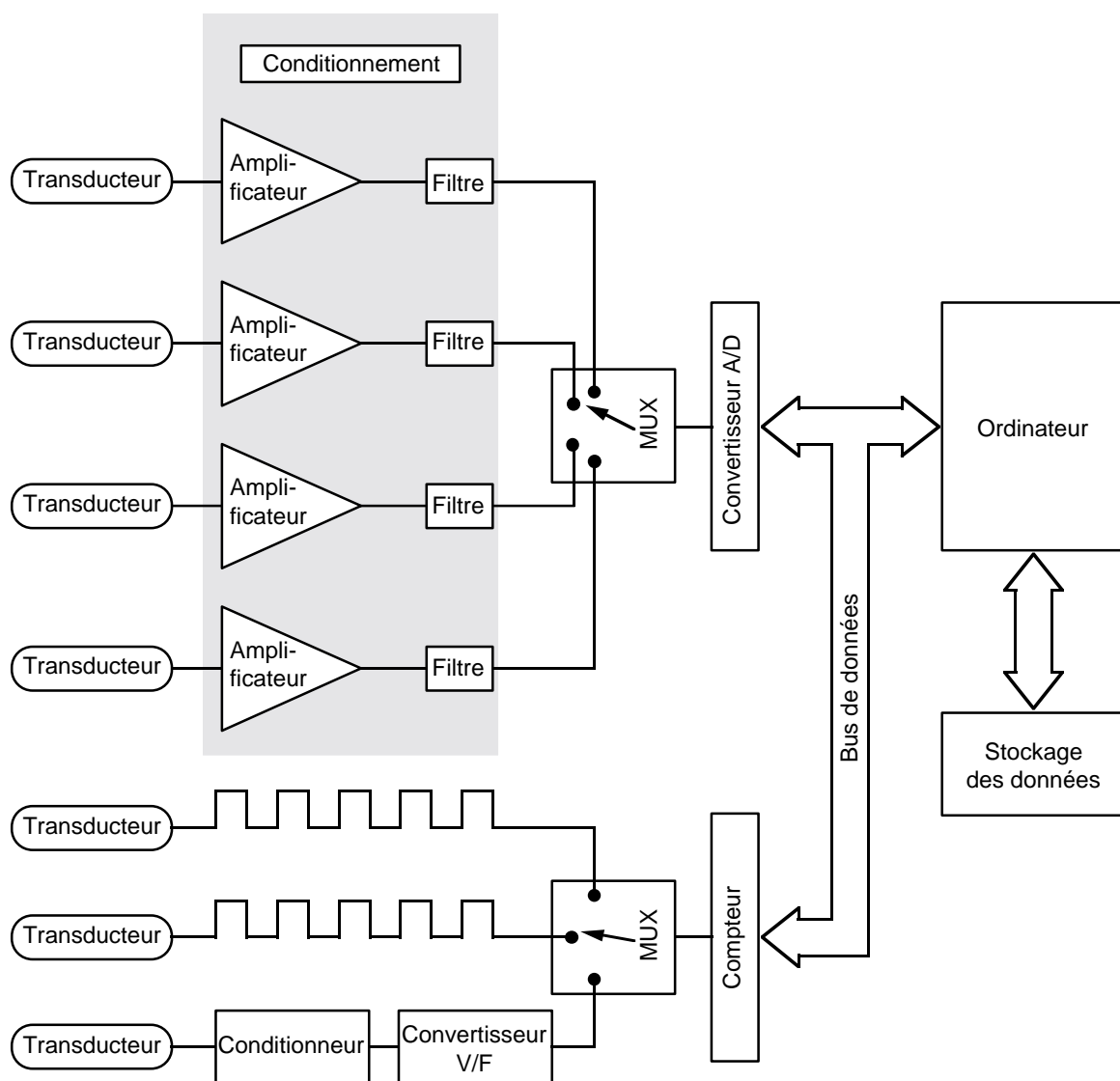


Figure 25 – Système d'acquisition par multiplexage séquentiel

Where applicable, it should be made possible via parallel connections to witness *in situ* the calibration of all instruments in the measuring chain by a primary method to verify that the complete data acquisition system represents the measurand within the specified limits. This usually means that the same signal path, hardware and software configuration shall be used during both calibration and performance testing.

During a performance test, the averages of each of the measured quantities shall be obtained by measurements performed during the same time interval.

A possible check of the complete measuring chain would be to have parallel instrumentation. It is also preferable to have the capability of comparing the results from the data acquisition system and the reference instrument(s) even under running conditions of the machinery being tested.

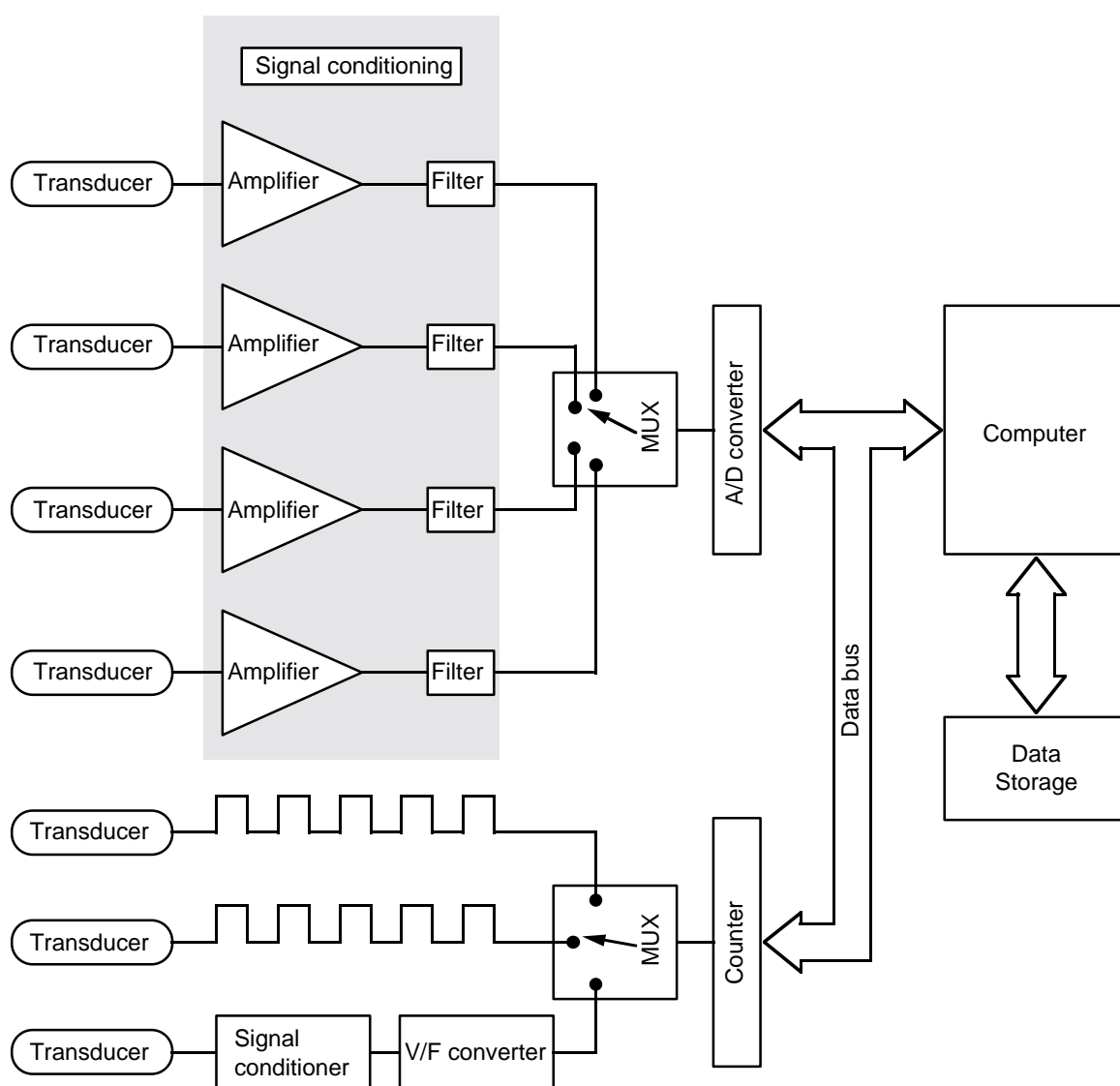


Figure 25 – Time multiplexing data acquisition system

3.1.3 Acquisition des données

Le système d'acquisition des données peut être organisé de différentes manières (incluant des méthodes manuelles) selon le matériel disponible et les méthodes choisies pour obtenir les valeurs moyennes.

Divers arrangements possibles et exemples de systèmes d'acquisition des données sont présentés. On utilisera souvent une combinaison de ces différents systèmes.

3.1.3.1 Système de multiplexage séquentiel

Dans le système de multiplexage séquentiel (figure 25), les mesurandes sont obtenus à l'aide de multiplexeurs qui scrutent séquentiellement les canaux plusieurs fois sur une période de temps donnée.

La valeur moyenne de la grandeur mesurée est obtenue par un traitement ultérieur.

3.1.3.2 Système de mesure parallèle

Dans un système fonctionnant en parallèle (figure 26), les mesurandes sont obtenus par un ordinateur collectant directement les données délivrées par chaque canal. Cette approche autorise un enregistrement et un échantillonnage à grande vitesse de tous les canaux (voir 3.1.4.4).

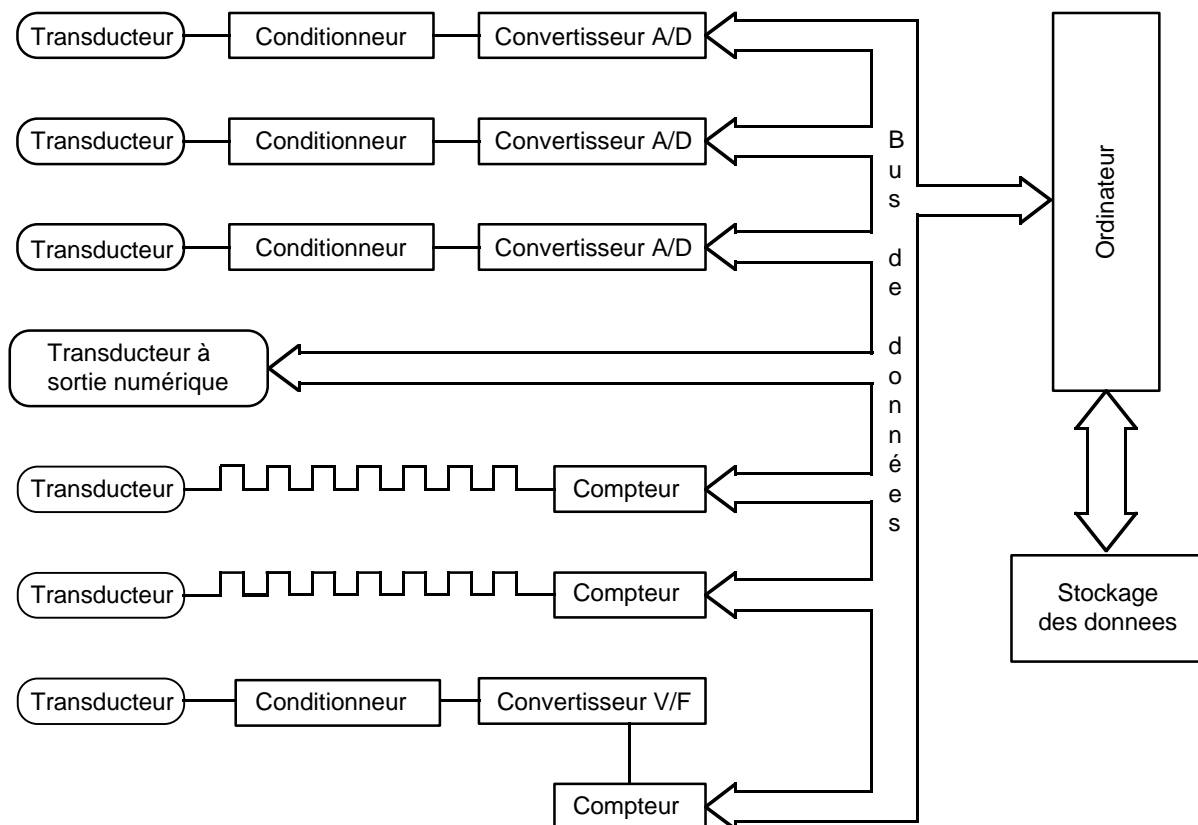


Figure 26 – Système d'acquisition par bus

3.1.3 Data acquisition

The data acquisition system may be arranged in different ways (including manual methods) depending on the hardware available and the chosen averaging method.

Possible arrangements and examples of different data acquisition systems are given. Usually a combination of different systems is used.

3.1.3.1 Time multiplexing system

In a time multiplexing system (figure 25), the measurands are measured via multiplexers that scan the channels sequentially a number of times during a given time period.

The calculated average value of the measurand is taken for further processing.

3.1.3.2 Parallel measuring system

In a parallel operated system (figure 26), the measurands are measured by a computer collecting the data directly from each channel. This arrangement makes possible high speed data logging and simultaneous sampling of all the channels (see 3.1.4.4).

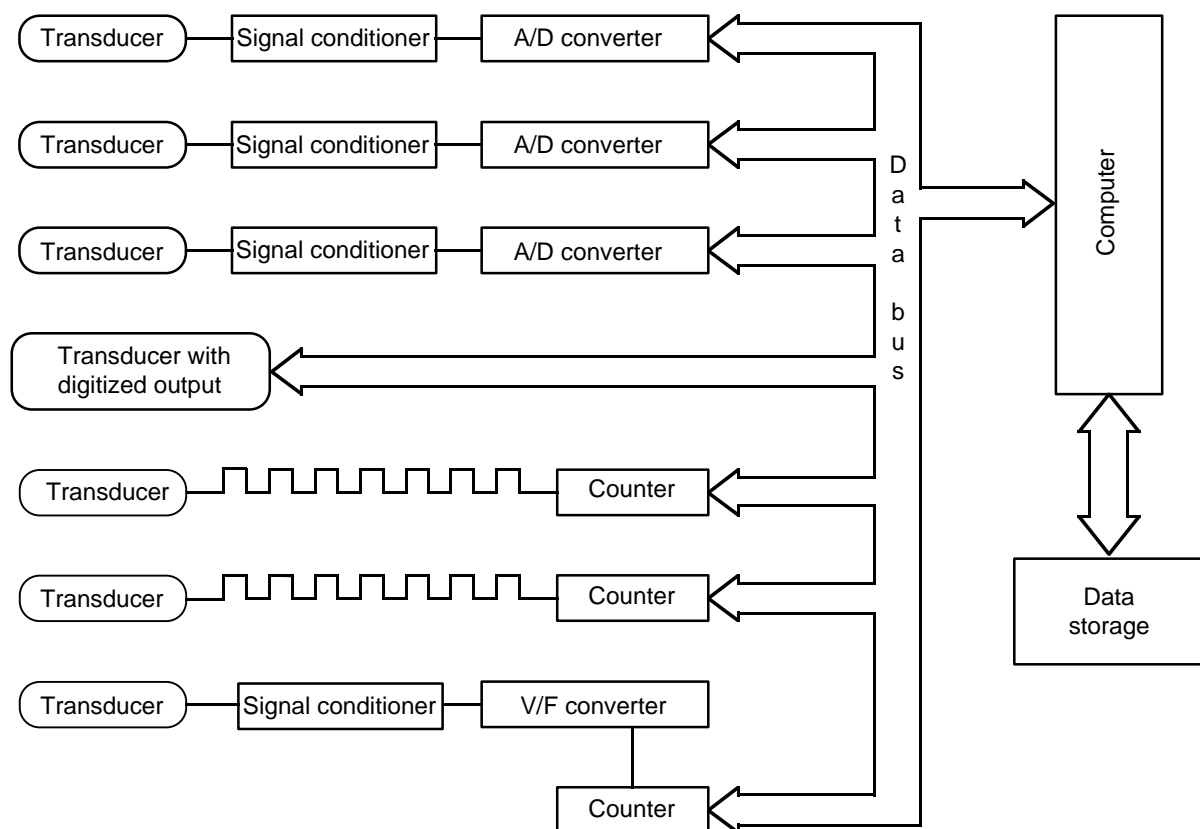


Figure 26 – Bus operated data acquisition system

3.1.4 Spécification des composants

Les composants de la chaîne de mesure doivent pouvoir traiter la bande de fréquence intéressante.

Les composants utilisés pour transmettre au transducteur l'information relative au mesurande, par exemple les conduites de pression, peuvent avoir des effets indésirables et entraîner des erreurs de mesure.

Pour chacun des composants de la chaîne de mesure, on notera que toute variation de température de l'environnement est susceptible d'introduire des erreurs sur les mesures en dehors des limites spécifiées.

Les propriétés comme la linéarité et l'hystérésis doivent être établies pendant l'étalonnage.

3.1.4.1 Transducteur

Il est recommandé que les transducteurs utilisés pour la mesure des performances fonctionnent dans un environnement à température stable. Il convient qu'ils soient placés de manière à ne pas être soumis à des variations de température liées par exemple à une exposition directe au rayonnement solaire, à des radiateurs, au système de ventilation, etc.

Le comportement dynamique des grandeurs mesurées doit être connu, car les transducteurs doivent être utilisés dans la bande de fréquence pour laquelle ils ont été conçus.

Il y a lieu d'être prudent lorsque l'on utilise des transducteurs comportant soit des propriétés internes d'amortissement soit des temps de réponse réglables ou des transducteurs équipés d'éléments sensibles à très grande déflexion. Ces transducteurs peuvent entraîner des erreurs de mesure aussi bien sur les valeurs moyennes que sur les composantes fluctuantes.

3.1.4.2 Câblage et connexion

Le trajet du signal entre transducteurs et amplificateurs doit être conçu pour minimiser les influences externes (par exemple des lignes électriques ou des variations de température). Blindage et mise à la terre doivent être convenables. Les connecteurs et les borniers doivent avoir des propriétés mécaniques et électriques stables et dignes de confiance.

Même si l'ensemble des précautions ci-dessus ont été prises, on prêterait aussi attention aux influences indésirables du réseau électrique sur le résultat des mesures.

3.1.4.3 Mise en forme du signal

Les signaux de sortie des transducteurs analogiques sont souvent amplifiés et filtrés dans une unité de mise en forme (conditionneur).

3.1.4.3.1 Amplificateur

Pour exploiter la résolution des convertisseurs analogiques-numériques, le niveau de sortie de l'amplificateur doit correspondre à la bande admise par le convertisseur.

L'amplificateur doit être placé aussi près que possible du transducteur pour minimiser les risques de parasitage dans les câbles.

3.1.4 Component requirements

The components in the measuring chain shall be able to manage the frequency range of interest.

Components transferring information about the measurand to the transducer, for example pressure piping, can cause spurious effects and cause errors in the measurements.

For all the components in the measuring chain, note that temperature variations, in their environment, can cause errors in the measurements outside the specified limits.

Properties such as linearity and hysteresis shall be documented during calibration.

3.1.4.1 Transducer

Transducers used for the measurement of performance parameters should operate in a stable temperature environment. They should be located where they are not influenced by temperature variations, for example from direct sunlight, heating panels, ventilation channels, etc.

The dynamic behaviour of the measurands shall be known, as the transducers shall only be used in the frequency domain they are designed for.

Care should be taken when using transducers with special inherent damping property or adjustable response time, and transducers with extremely high deflection of the sensing element. Such transducers can cause erroneous measurements in both averaging and oscillating measurements.

3.1.4.2 Cables and termination

The signal path between transducers and amplifier shall be designed in such a way that external influences on the signals (e.g. from power lines or temperature variations) are minimized. Proper shielding and grounding shall be observed. Connectors and terminations shall have stable, reliable mechanical and electrical properties.

Even if all the above precautions have been taken, additionally be aware of spurious influences from the power network on the measurement results.

3.1.4.3 Signal conditioning

The output from transducers with analog output are often amplified and filtered in a signal conditioning unit.

3.1.4.3.1 Amplifier

To exploit the resolution of the A/D converter, the output range of the amplifier shall match the range of the converter.

The amplifier shall be located as close as possible to the transducer in order to minimize the influence of noise pick-up in the cabling.

3.1.4.3.2 Filtres

Pour choisir les filtres, il faut considérer avec attention les propriétés suivantes:

- signaux alternatifs: fréquence de coupure, atténuation (taux) et déphasage;
- signaux continus: décalage, dérive de température et linéarité.

Lorsqu'il est important d'avoir deux ou plusieurs mesures simultanées, il convient de prêter attention aux retards induits par les conditionneurs et les systèmes d'acquisition. Les filtres introduisent des retards (déphasage) qui dépendent du type de filtre et de la fréquence de coupure (figure 27).

La fréquence de coupure d'un filtre passe-bas doit être au maximum la moitié de la fréquence d'échantillonnage pour éviter les effets de repliement. Ceci est illustré en figure 28. Toutefois, en pratique, une fréquence de coupure égale ou inférieure au tiers de la fréquence d'échantillonnage est utilisée.

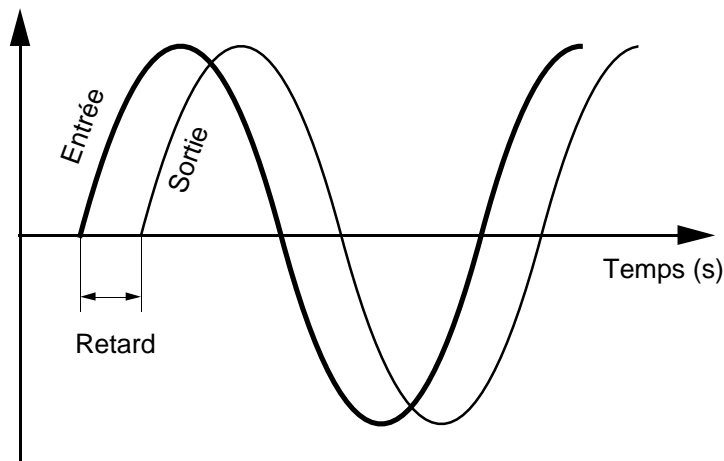
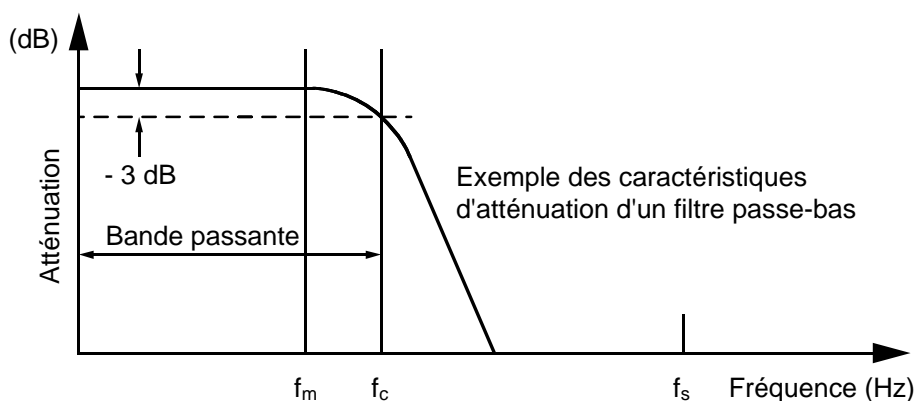


Figure 27 – Retard (déphasage)



f_m est la fréquence maximale intéressante;

f_c est la fréquence de coupure du filtre passe-bas;

f_s est la fréquence d'échantillonnage.

Pour obtenir la fréquence désirée: $f_c > f_m$.

Pour éviter les repliements dans la bande passante: $f_s \geq 2 f_c$.

Figure 28 – Fréquences de filtrage et d'échantillonnage

3.1.4.3.2 Filter

When choosing filters, special attention should be paid to properties such as:

- a.c. signals: cut-off frequency, attenuation (order) and time delay;
- d.c. signals: offset, temperature drift and linearity.

In analyses where simultaneous measurement of two or more measurands is important, be aware of delays in the conditioning and data acquisition systems. Filters cause delays (phase shift) that are a function of the filter type and the cut-off frequency (figure 27).

The cut-off frequency of a low-pass filter shall be a maximum of half the sampling frequency in order to avoid aliasing effects. This is illustrated in figure 28. In practice, however, a cut-off frequency of one-third or less of the sampling rate is used.

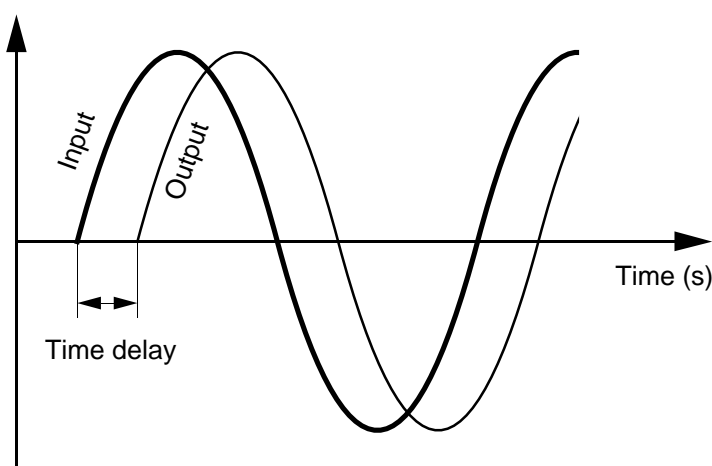
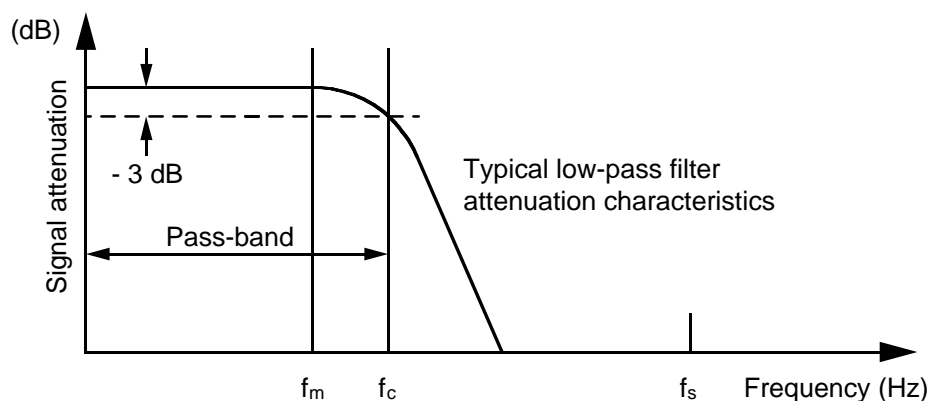


Figure 27 – Time delay



f_m is the maximum frequency component of interest;

f_c is the cut-off frequency of low-pass filter;

f_s is the sampling rate.

To obtain desired frequency content: $f_c > f_m$.

To avoid aliasing in the pass-band: $f_s \geq 2 f_c$.

Figure 28 – Filtering and sampling frequencies

3.1.4.4 Multiplexeur

Le taux de commutation effectif du multiplexeur doit être comparé aux exigences liées à chacun des mesurandes. Puisque le convertisseur analogique-numérique échantillonne plusieurs canaux séquentiellement, la fréquence d'échantillonnage de chaque canal est réduite proportionnellement au nombre de canaux.

Le système de commutation est le plus souvent soit de type à relais soit de type statique. Les commutateurs à relais sont généralement plus précis que les commutateurs statiques, mais moins rapides. Lors de la commutation entre deux niveaux de tension, on doit prêter attention au risque d'interférences entre canaux voisins. Généralement, ces erreurs augmentent avec la fréquence de commutation.

3.1.4.5 Convertisseur analogique-numérique

Pour pouvoir lire un signal analogique continu à l'aide d'un ordinateur, il faut le convertir sous forme numérique.

Les paramètres importants de ces convertisseurs sont leur temps de conversion, leur résolution, leur précision, leur gamme d'entrée, leur dérive en température et leur linéarité.

La résolution de ces convertisseurs est définie par le nombre de bits utilisé pour décrire le signal analogique. Un convertisseur 3 bits divise la gamme en $2^3 - 1 = 7$ intervalles.

Pour des essais de performances, il convient que la résolution minimale soit de 14 bits. Pour des mesures dynamiques, une résolution plus faible peut être admise.

Pour obtenir des valeurs simultanées lors d'une conversion analogique-numérique, on peut utiliser un convertisseur par canal ou un appareil échantillonneur-bloqueur.

3.1.4.6 Ordinateur

Le superviseur dans la chaîne d'acquisition est l'ordinateur. Il doit gérer la configuration et la synchronisation de l'échantillonneur, la manipulation des données, les communications avec les périphériques, les calculs et la présentation des résultats.

Il est recommandé que l'interface de l'ordinateur ait un taux de transfert réglable (vitesse de transmission en bits/s) lui permettant de communiquer avec différents systèmes sur le bus de transmission et de les commander.

3.1.4.7 Traitement des données

Les tâches caractéristiques du logiciel sont:

- la commande du système d'acquisition;
- le calcul des coefficients d'étalonnage;
- la conversion des signaux en unités physiques;
- le calcul des moyennes et autres grandeurs statistiques;
- le calcul des données;
- l'évaluation des incertitudes aléatoires;
- la présentation des résultats;
- le stockage des données.

Lors d'un essai de réception des performances, les données brutes correspondant à chacun des paramètres doivent être disponibles de manière à pouvoir effectuer le calcul à la main et vérifier le logiciel de l'ordinateur.

3.1.4.4 Multiplexer

The effective switching rate for the multiplexer shall be compared to the requirements for each measurand. Because the A/D converter is sampling several channels sequentially, the sampling rate for each channel is reduced in proportion to the number of channels.

The switching system is mostly either of a relay or a solid state switching type. Relay switching is usually more accurate than the solid state switching, but has a lower switching rate. When switching between different voltage levels, be aware of interference effects between neighbouring channels. Generally, these errors increase with the switching rate.

3.1.4.5 Analog-to-digital converter

Before the continuous analog signal can be read by the computer, the signals must be converted into digital numbers.

Important parameters for analog-to-digital converters are the conversion time, resolution, accuracy, input range, temperature drift and linearity.

The resolution of an A/D converter is defined as the number of bits the converter uses to describe the analog signal. A 3-bit converter divides the range into $2^3 - 1 = 7$ divisions.

For performance tests, a minimum requirement would be a 14-bit resolution. For dynamic measurements, a lower resolution can be accepted.

To obtain simultaneous measurements during A/D conversion, one A/D converter per channel or a simultaneous sample-and-hold equipment can be used.

3.1.4.6 Computer

The controller in the data acquisition system is the computer. It shall have the following function to configure and synchronize the data logger, handle data transfer, communicate with peripheral equipment, perform calculations and present results.

The computer interface should have a selectable data transfer rate (baud rate in bits/s) enabling it to communicate with and control different devices on the bus.

3.1.4.7 Data processing

Typical software tasks are:

- control of the data acquisition system;
- calculation of calibration coefficients;
- conversion of electrical values into engineering units;
- calculation of average values and other statistics;
- calculation of data;
- evaluation of random uncertainty;
- presentation of results;
- data storage.

The raw data for each parameter in an acceptance performance test shall be available after the evaluation of a test point in order to perform a manual calculation and verify the computer code.

Si possible, les grandeurs essentielles caractérisant les performances doivent être affichées en continu pendant l'essai, pour avoir une vue d'ensemble des performances du modèle lorsqu'il est connecté au système hydraulique.

Le nombre d'échantillons et la fréquence d'échantillonnage doivent refléter les caractéristiques de la chaîne de mesure pour fournir:

- une valeur moyenne exacte des mesures de performances;
- une détermination suffisante des grandeurs fluctuantes nécessaires.

3.1.5 Contrôle du système d'acquisition des données

Les composants principaux de chaque chaîne de mesure doivent être représentés sous la forme d'un schéma complet. Ceci permettra aux diverses parties, si des problèmes spécifiques se présentent ou si des signaux fluctuants doivent être analysés de manière plus précise, de décider où les contrôles doivent être réalisés. La figure 29 présente quelques chaînes de mesure caractéristiques et suggère des tests et des points de contrôle.

3.1.5.1 Transducteur à sortie analogique

Le point 1 de la figure 29 est un point d'épreuve pour déterminer le comportement dynamique du mesurande.

Le fonctionnement correct du système de mise en forme du signal peut être vérifié en corrélant les signaux du point d'entrée A et du point de contrôle 3.

Le fonctionnement correct de l'amplificateur peut être vérifié en corrélant les signaux du point d'entrée A et du point de contrôle 2.

Le fonctionnement correct du filtre peut être vérifié en corrélant les signaux du point d'entrée B et du point de contrôle 3.

Pour vérifier le fonctionnement correct du multiplexeur et du convertisseur analogique-numérique, un signal de référence peut être appliqué en C et comparé à la sortie 5.

3.1.5.2 Transducteur à sortie fréquence ou pulsée

La qualité du signal doit être contrôlée au point 4 pour vérifier le seuil de déclenchement du compteur. Un signal de référence peut être appliqué en D pour vérifier la base de temps du compteur.

3.1.5.3 Transducteur à sortie numérique

Le meilleur contrôle de ce type de capteur et de sa chaîne de mesure est réalisé pendant l'étalonnage.

3.1.5.4 Contrôle des erreurs systématiques

Pour vérifier que le système de mise en forme du signal n'introduit pas d'erreur systématique, le signal de sortie peut être corrélé au signal d'entrée. Ce dernier peut être un signal de référence fourni par une source externe. Les points de contrôle sont indiqués en figure 29, points A et 3.

If possible, essential performance data should be continuously displayed during the test to give an overview of model performance together with the hydraulic system to which it is connected.

The number of samples and the sampling rate shall reflect the characteristics of the complete measuring chain to give:

- an accurate mean value for performance measurements;
- a satisfactory determination of the necessary characteristics of oscillating measurements.

3.1.5 Check of the data acquisition system

Each measuring chain shall have a complete schematic diagram showing its main components. This will help the parties to decide where checks should be made when particular problems occur, or when oscillating signals need to be more closely investigated. Figure 29 shows some typical measurement chains with suggested test and checkpoints.

3.1.5.1 Transducer with analog output

In figure 29, point 1 is a test point for determining the dynamic behaviour of the measurand.

Proper operation of the signal conditioning system can be confirmed by correlating signals at input point A to test point 3.

Proper amplifier operation can be confirmed by correlating signals at input point A to test point 2.

Proper filter operation can be confirmed by correlating signals at input point B to test point 3

To check the proper operation of the multiplexer and A/D converter, a reference signal can be applied to point C, and compared with the output at point 5.

3.1.5.2 Transducer with frequency or scaled pulse output

The signal quality shall be controlled at point 4 to ensure proper triggering of the counter. A reference signal can be applied at D to check the timebase of the counter.

3.1.5.3 Transducer with digitized output

The transducer and a measurement chain of this kind can best be checked during calibration.

3.1.5.4 Check for bias effects

To check that the signal conditioning system does not give any bias effects, the output signal from the system may be correlated with the input signal. The latter could be a reference signal from a separate electrical source. The checkpoints are indicated in figure 29 at points A and 3.

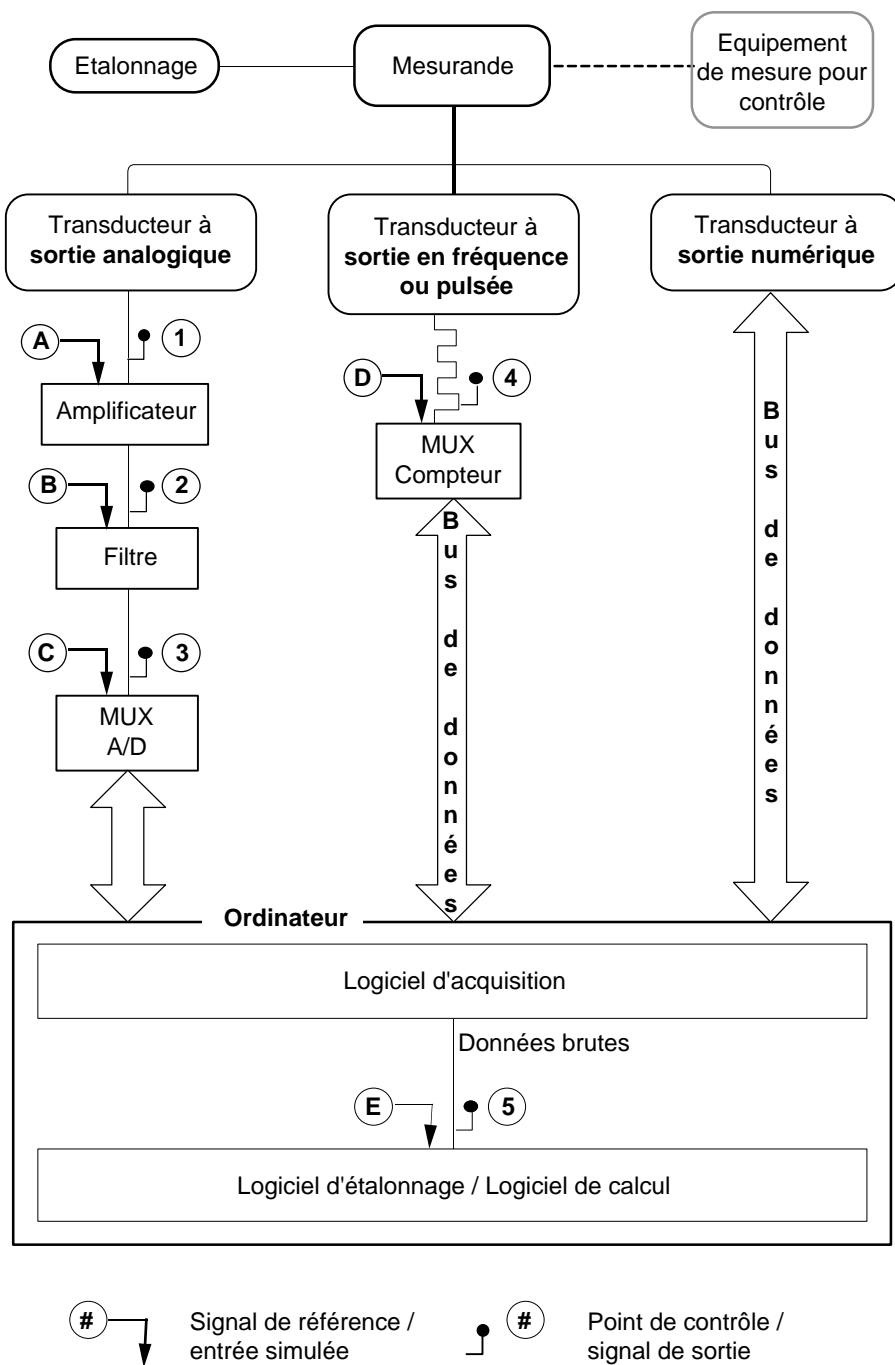


Figure 29 – Différentes chaînes de mesure et localisation de points de contrôle recommandés

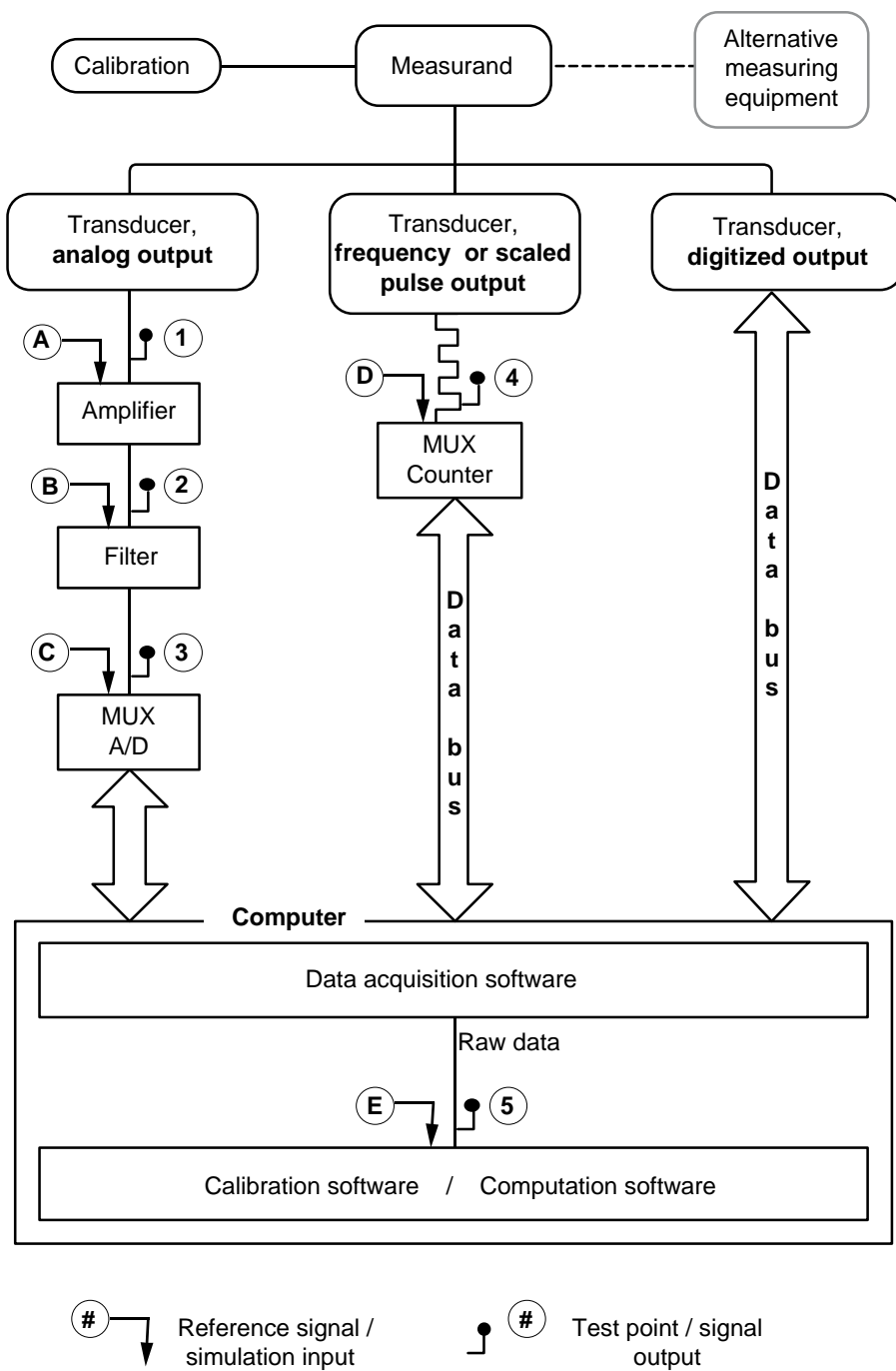


Figure 29 – Different measurement chains and their recommended checkpoints

3.1.5.5 Logiciel

Pour vérifier le logiciel on peut, à partir des données brutes lues au point 5, effectuer un calcul de contrôle et comparer les résultats à ceux du logiciel.

L'algorithme de calcul des performances peut être vérifié en entrant en E des valeurs numériques devant fournir un résultat connu.

Il convient de prouver que les algorithmes utilisés lors des étalonnages de la chaîne de mesure et lors du calcul des performances sont équivalents.

3.2 Mesurage du débit

3.2.1 Généralités

Il faut autant que possible éviter toute fuite ou apport d'eau entre la machine et l'appareil de mesure du débit. Si cependant de tels débits auxiliaires existent, on doit les mesurer séparément.

3.2.1.1 Choix de la méthode de mesurage

Les méthodes pouvant être utilisées pour mesurer le débit lors d'un essai de réception sur modèle peuvent être classées en méthodes primaires et méthodes secondaires.

3.2.1.1.1 Méthodes primaires

Les méthodes primaires sont celles qui ne requièrent que le mesurage de grandeurs fondamentales: longueur, masse et temps. Dans le domaine d'application de la présente norme, les méthodes primaires utilisables sont:

- la méthode par pesée;
- la méthode volumétrique;
- la méthode de l'écran mobile.

Ces méthodes sont les plus précises. Pour cette raison, et malgré certains inconvénients qui leur sont inhérents (encombrement de l'appareillage, durée du mesurage, etc.), toute installation d'essai sur modèle doit impérativement comporter la possibilité d'utiliser une de ces méthodes; cependant, par commodité d'emploi, elle est généralement complétée par une méthode secondaire.

3.2.1.1.2 Méthodes secondaires

De nombreuses autres méthodes reposant sur différents principes et à ce titre considérées comme des méthodes secondaires peuvent être utilisées pour mesurer le débit lors des essais sur modèle. Bien que certaines d'entre elles soient normalisées, la grande exactitude requise pour l'objet de la présente norme rend obligatoire d'étalonner l'appareillage de mesure *in situ* dans les conditions réelles d'essai à l'aide d'une des méthodes primaires ci-dessus. En conséquence et puisque la répétabilité est la qualité primordiale exigée d'un appareillage de mesure par une méthode secondaire, il n'est pas nécessaire que celui-ci réponde à toutes les prescriptions des normes afférentes.

Les dispositifs nécessaires à l'exécution périodique d'un tel étalonnage, sans avoir à démonter ou à modifier le circuit de mesurage, doivent être prévus dès la conception de l'installation d'essai.

3.1.5.5 Software

The software code can be verified by an alternative computation using the raw data read at control point 5, and comparing it with the result from the computer.

The performance algorithm can be verified by entering numerical values at E giving a known performance result.

It should be documented that the algorithms used for the calibration of a measuring chain are equivalent to those used in the performance computation.

3.2 Discharge measurement

3.2.1 General

As far as possible, there should be no loss or gain of water between the machine and the discharge measuring device. Nevertheless, if such auxiliary discharges exist, they shall be measured independently.

3.2.1.1 Choice of the method of measurement

The methods which may be used for measuring the discharge during a model acceptance test can be classified into primary and secondary methods.

3.2.1.1.1 Primary methods

Primary methods are those which need only measurements of fundamental quantities: length, mass and time. In the field of application of this standard, the primary methods which may be used are:

- the weighing method;
- the volumetric method;
- the moving screen method.

These methods are the most accurate. For this reason, and notwithstanding some inherent disadvantages (cumbersome equipment, duration of measurement, etc.), any model test facility shall necessarily include the possibility of using one of these methods; nevertheless, for convenience of use, it is generally supplemented by a secondary method.

3.2.1.1.2 Secondary methods

Many other methods, founded on various principles and thus considered as secondary methods, may be used for discharge measurements in model tests. Although some of them are standardized, the high accuracy required for the purpose of this standard makes it mandatory to calibrate the measuring equipment *in situ* under the prevailing test conditions by one of the above primary methods. Consequently, and since repeatability is the most important quality required from the secondary method measuring device, it is not necessary for it to comply with all the requirements of the relevant standards.

The arrangements necessary to carry out such a calibration periodically, without dismantling or modifying the measuring line, shall be provided at the design stage of the test facility.

Les principales méthodes secondaires de mesurage du débit sont:

- la méthode d'exploration du champ des vitesses au moyen de moulinets ou de tubes de Pitot et les méthodes par traceurs: en fait, ces méthodes sont très rarement employées pour les essais sur modèle, et il n'en sera pas fait mention dans les paragraphes qui suivent;
- les déversoirs en mince paroi et les appareils déprimogènes (diaphragmes, tuyères et tubes de Venturi); même lorsqu'ils sont conçus, installés et utilisés conformément aux normes ISO afférentes, l'emploi des coefficients de débit normalisés ne permet pas d'obtenir l'exactitude requise pour des essais sur modèle; leur étalonnage périodique *in situ* est donc obligatoire;
- divers types de débitmètres, tels que les débitmètres à turbine, électromagnétiques, acoustiques ou à vortex; ils conviennent tout particulièrement car ils permettent des mesures rapides, leur signal de sortie est facile à introduire dans un système d'acquisition des données et la plupart d'entre eux n'engendre que peu de perturbation dans le profil de l'écoulement. A l'heure actuelle, l'effet des conditions d'installation sur leur réponse n'est pas établi avec suffisamment d'exactitude pour des essais sur modèle. Leur étalonnage *in situ* est donc obligatoire et leur répétabilité dans tout le domaine des conditions d'écoulement susceptibles d'être rencontrées doit être contrôlée régulièrement.

3.2.1.2 Exactitude de mesure

3.2.1.2.1 Référence à des normes ISO

Une méthode de mesurage n'est décrite en détail dans les paragraphes suivants que s'il n'existe pas par ailleurs de procédure normalisée. Chaque fois que possible, il est fait référence à des normes existantes, en particulier à celles publiées par l'ISO, qui sont particulièrement adaptées aux exigences d'exactitude de la présente norme.

3.2.1.2.2 Evaluation de l'incertitude

Les valeurs numériques de l'incertitude de mesure indiquées dans les paragraphes qui suivent ne sont à utiliser qu'à titre indicatif. Elles ne sont valables que:

- dans les meilleures conditions de mesurage;
- si toutes les prescriptions spécifiées dans la présente norme et dans les normes afférentes sont respectées; et
- si l'essai et son analyse sont réalisés par du personnel qualifié et expérimenté.

Si ces conditions ne sont pas satisfaites, les erreurs systématiques aussi bien qu'aléatoires sur la mesure de débit peuvent se trouver accrues de façon imprévisible.

Dans chaque cas particulier, les valeurs réelles des incertitudes systématiques et aléatoires doivent être évaluées par l'utilisateur en tenant compte de l'ensemble du système de mesure et des conditions de fonctionnement de l'installation d'essais.

La méthode de combinaison des incertitudes systématiques et aléatoires associées aux sources individuelles d'erreur est expliquée en 3.9.2.2.4. Le résultat final est alors exprimé comme étant l'incertitude au niveau de confiance d'approximativement 95 %.

3.2.1.2.3 Stabilité de l'écoulement

Quelle que soit la méthode utilisée, une mesure de débit pour un essai de réception sur modèle n'est valable que si l'écoulement est permanent ou quasi permanent pendant chaque point.

Dans la plupart des cas, les méthodes primaires exigent une durée de mesure assez longue et ne fournissent qu'une valeur moyenne du débit pendant cette durée. Il est donc possible de mettre en évidence une variation du débit survenant entre deux points, mais non les

The main secondary methods of discharge measurement are:

- velocity-area method by means of current-meters or Pitot tubes and tracer methods are very seldom used for model tests, and will not be mentioned in the following subclauses;
- thin-plate weirs and differential pressure devices (orifice plates, nozzles and Venturi tubes), even when designed, installed and used in accordance with the relevant ISO standards, do not achieve the accuracy required for model tests, when using standardized discharge coefficients, therefore periodic calibration *in situ* is mandatory;
- various types of flow meters, such as turbine, electromagnetic, acoustic or vortex flow meters; they are particularly convenient to use for they allow quick measurements, their output signal can easily be introduced into a data acquisition system and most of them generate little disturbance in the flow pattern. For the time being, the effect of installation conditions on their response is not established with sufficient accuracy for model tests. Thus, their calibration *in situ* is mandatory and their repeatability over the whole range of flow conditions to be encountered shall be checked regularly.

3.2.1.2 Accuracy of measurement

3.2.1.2.1 Reference to ISO standards

A method of measurement is described in detail in the following subclauses only when no standardized procedure exists elsewhere. Whenever possible, reference has been made to existing standards, especially to those published by ISO, which are particularly suited to the precise requirements of this standard.

3.2.1.2.2 Evaluation of uncertainty

The numerical values of systematic uncertainty indicated in the following clauses are to be used only as guidance. They are valid only:

- with the best conditions for measurement;
- if all requirements specified in this standard and in the relevant standards are satisfied; and
- if the testing and analysis are carried out by qualified and experienced personnel.

If these conditions are not satisfied, there may be an unpredictable increase in both the systematic and random errors of the discharge measurement.

In each particular case, the actual values of systematic and random uncertainties shall be evaluated by the user, taking into account the whole measuring system and the operating conditions of the test facility.

The method for combining the random and systematic uncertainties associated with the individual sources of error is explained in 3.9.2.2.4. The final result is then expressed as the uncertainty at a confidence level of approximately 95 %.

3.2.1.2.3 Steadiness of the flow

Whatever method is used, a discharge measurement for a model acceptance test is valid only if the flow is steady or nearly steady during each point.

In most situations, the primary methods require a rather long time of measurement and produce only a mean value of the discharge during this time. Thus it is possible to ascertain a variation of the flow occurring between two runs, but not the possible fluctuations (see 2.3.2.3).

fluctuations éventuelles (voir 2.3.2.3). La plupart des méthodes secondaires citées en 3.2.1.1.2 fournissent des lectures quasi instantanées qui doivent être moyennées pour obtenir la valeur moyenne du débit pendant le point et qui peuvent être traitées graphiquement et statistiquement pour estimer la nature et l'importance des fluctuations de l'écoulement (voir 3.1 et 4.2). Ceci est une autre raison pour que toute installation d'essais soit pourvue d'une méthode de mesure de chaque type (primaire et secondaire).

3.2.2 Méthodes primaires

3.2.2.1 Méthode par pesée

3.2.2.1.1 Principe de la méthode

L'ISO 4185 donne toutes les prescriptions nécessaires concernant l'appareillage de mesure, la procédure et les méthodes de calcul du débit et des incertitudes associées à la mesure. Bien que l'ISO 4185 spécifie deux variantes, les méthodes «statique» et «dynamique», seule la méthode par pesée statique, qui consiste à dévier l'écoulement vers la bêche peseuse pendant une durée que l'on mesure puis à peser la quantité ainsi déviée, est recommandée dans le cadre de la présente norme.

La méthode par pesée, qui fournit seulement la valeur moyenne du débit pendant la durée nécessaire pour recueillir une quantité convenable d'eau, peut être considérée comme la plus précise des méthodes de mesure du débit.

Comme il est dit dans l'ISO 4185, l'étalonnage de la bascule doit être périodiquement contrôlé; ceci doit être fait au moins tous les deux ans pour une bascule mécanique ou tous les ans pour une cellule électronique, mais ces périodicités peuvent être augmentées si un historique des étalonnages fait apparaître des résultats stables.

3.2.2.1.2 Incertitude de mesure

La méthode par pesée est affectée par les erreurs relatives à la pesée, au mesurage du temps de remplissage, à la détermination de la masse volumique compte tenu de la température du fluide et au mouvement du partiteur. En outre, on doit effectuer sur les lectures de la bascule une correction de poussée aérostatique, qui tient compte de la différence entre la poussée exercée par l'atmosphère sur le liquide à peser et celle exercée sur une masse égale de poids de référence durant l'étalonnage de la bascule.

Si l'installation est construite, entretenue et utilisée avec soin, on peut obtenir une incertitude systématique (au niveau de confiance de 95 %) sur la mesure du débit comprise entre $\pm 0,1$ % et $\pm 0,2$ %.

3.2.2.2 Méthode volumétrique

3.2.2.2.1 Principe de la méthode

L'ISO 8316 donne toutes les prescriptions nécessaires concernant l'appareillage de mesure, la procédure et les méthodes de calcul du débit et des incertitudes associées à la mesure.

Bien que l'ISO 8316 spécifie deux variantes, les méthodes «statique» et «dynamique», seule la méthode de jaugeage statique est recommandée dans le cadre de la présente norme.

La méthode volumétrique conduit à peu près à la même exactitude que la méthode par pesée; comme celle-ci, elle fournit seulement la valeur moyenne du débit pendant la durée nécessaire pour recueillir une quantité convenable d'eau.

Comme il est dit dans l'ISO 8316, l'étalonnage du réservoir volumétrique doit être périodiquement contrôlé; ceci doit être fait au moins tous les cinq ans pour un réservoir en béton ou tous les trois ans pour un réservoir métallique, mais ces périodicités peuvent être augmentées si un historique des étalonnages fait apparaître des résultats stables.

Most secondary methods quoted in 3.2.1.1.2. produce quasi-instantaneous readings which have to be averaged to obtain the mean value of the discharge during the point and which can be treated graphically and statistically to assess the nature and the extent of the fluctuations of the flow (see 3.1 and 4.2). This is another reason why a test facility should have access to a primary and a secondary method.

3.2.2 Primary methods

3.2.2.1 Weighing method

3.2.2.1.1 Principle of the method

ISO 4185 gives all necessary requirements concerning the measuring apparatus, the procedure, the method for calculating the discharge and the uncertainties associated with the measurement. Although ISO 4185 specifies two alternative methods, the "static" and the "dynamic" method, only the static weighing methods, which consists of diverting the flow to the weighing tank for a measured time and then weighing the diverted quantity, is recommended for the purpose of this standard.

The weighing method, which gives only the average discharge value during the time taken to collect a suitable quantity of water, may be considered the most accurate method of discharge measurement.

As stated in ISO 4185, the calibration of the weighing device shall be periodically checked at least every two years for a mechanical weigh-beam and every year for a load cell. These intervals may be extended if the calibration history shows stable results.

3.2.2.1.2 Uncertainty of measurement

The weighing method is affected by errors relating to weighing, measuring of filling time, determination of density, taking into account the temperature of the fluid and motion of the diverter. Furthermore, a buoyancy correction must be made to the readings of the weighing machine to account for the difference between the upthrust exerted by the atmosphere on the liquid being weighed and on the reference mass used during the calibration of the weighing device.

If the installation is carefully constructed, maintained and used, a systematic uncertainty on the discharge measurement (at a confidence level of 95 %) within $\pm 0,1$ % to $\pm 0,2$ % should be achieved.

3.2.2.2 Volumetric method

3.2.2.2.1 Principle of the method

ISO 8316 gives all necessary requirements concerning the measuring apparatus, the procedure, the method for calculating the discharge and the uncertainties associated with the measurements.

Although ISO 8316 specifies two alternative methods, the "static" and the "dynamic" methods, only the static gauging method is recommended in this standard.

The volumetric method is approximately of the same accuracy as the weighing method and similarly supplies only the average discharge value during the time taken to collect a suitable quantity of water.

As stated in ISO 8316, the calibration of the volumetric tank shall be periodically checked; at least every five years for concrete tanks and every three years for metallic tanks. These intervals may be extended if the calibration history shows stable results.

3.2.2.2.2 Incertitude de mesure

La méthode volumétrique est affectée par les erreurs relatives à l'étalonnage du réservoir, au mesurage des niveaux, à celui du temps de remplissage et au mouvement du partiteur. En outre, il faut contrôler l'étanchéité du réservoir et appliquer si nécessaire une correction de fuite.

Si l'installation est construite, entretenue et utilisée avec soin, on peut obtenir une incertitude systématique (au niveau de confiance de 95 %) comprise entre $\pm 0,1$ % et $\pm 0,2$ %.

3.2.2.3 Méthode de l'écran mobile

3.2.2.3.1 Principe de la méthode

Le principe de cette méthode est dans une certaine mesure semblable à celui de la méthode volumétrique, car il repose sur la détermination du volume d'eau déplacé dans un canal entre les sections A et B, ce volume étant défini par un écran se déplaçant avec l'eau (voir figure 30). Le débit est calculé par la formule suivante:

$$V = b \cdot d \cdot L$$

$$Q = \frac{V}{t} = b \cdot d \cdot \frac{L}{t} = b \cdot d \cdot v$$

où

- V est le volume d'eau déplacé entre les sections A et B;
- L est la distance entre les sections A et B (longueur du tronçon de mesure);
- b est la largeur moyenne du canal dans le tronçon de mesure;
- d est la profondeur moyenne de l'eau dans le canal dans le tronçon de mesure;
- t est le temps de parcours de l'écran entre les sections A et B;
- Q est le débit moyen pendant le temps de parcours t;
- v est la vitesse moyenne de l'écoulement dans le tronçon de mesure.

3.2.2.3.2 Installation de mesure

3.2.2.3.2.1 Canal

Le canal de mesure doit être constitué par un tronçon rectiligne horizontal de section généralement rectangulaire, calibré avec précision sur tout le parcours de l'écran. La largeur et la profondeur du canal doivent être telles que la vitesse reste comprise entre 0,05 m/s et 1 m/s dans toute l'étendue des débits à mesurer.

L'alimentation du canal doit assurer une répartition régulière des vitesses, exempte de giration, de dissymétrie et de turbulence excessive. Ceci peut être obtenu grâce à des tranquilliseurs (plaques perforées, nids d'abeille, etc.).

3.2.2.2.2 Uncertainty of measurement

The volumetric method is affected by errors relating to the calibration of the reservoir, the measurement of levels, the measurement of filling time and the motion of the diverter. The water tightness of the reservoir shall be checked and a leakage correction applied if necessary.

If the installation is carefully constructed, maintained and operated, a systematic uncertainty (at a confidence level of 95 %) within $\pm 0,1$ % to $\pm 0,2$ % can be achieved.

3.2.2.3 Moving screen method

3.2.2.3.1 Principle of the method

The principle of the method is, to a certain extent, similar to the volumetric method, for it is based on the determination of the volume of water displaced in a channel between the cross-sections A and B, by means of a screen moving with the water (see figure 30). The discharge is calculated by the following formula:

$$V = b \cdot d \cdot L$$

$$Q = \frac{V}{t} = b \cdot d \cdot \frac{L}{t} = b \cdot d \cdot v$$

where

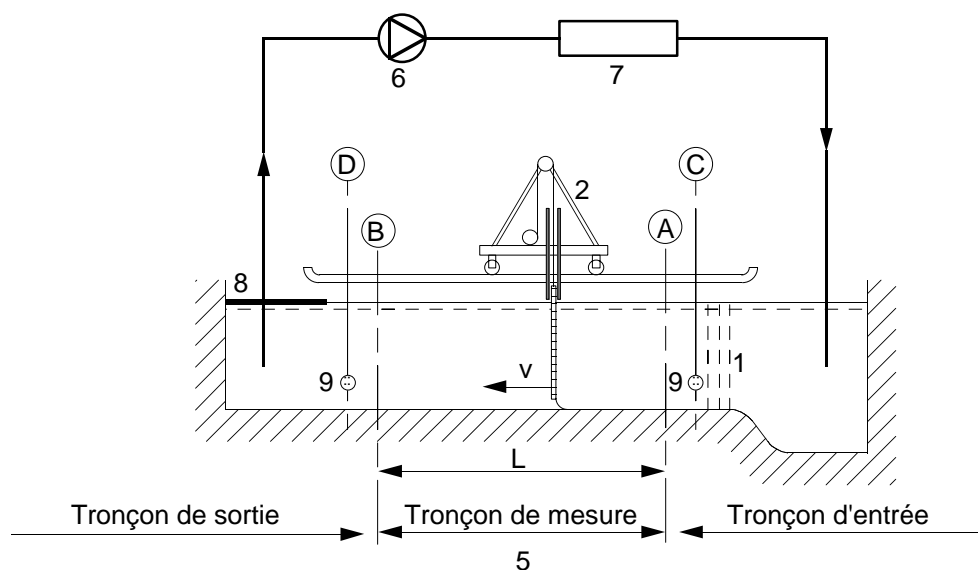
- V is the displaced volume of water between cross-sections A and B;
- L is the distance between the cross-sections A and B (length of measuring section);
- b is the mean width of the channel within the measuring section;
- d is the mean depth of water in the channel within the measuring section;
- t is the travel time of the screen between cross-sections A and B;
- Q is the mean discharge during travel time t;
- v is the mean flow velocity within the measuring section of the channel.

3.2.2.3.2 Measuring equipment

3.2.2.3.2.1 Channel

The measuring channel shall be a straight horizontal section, generally rectangular, precisely calibrated over the entire path of the screen travel. The width and depth of the channel shall be such that, for the range of discharge to be measured, the velocity lies within 0,05 m/s to 1 m/s.

The water supply of the channel shall ensure a regular velocity distribution, free of swirl, asymmetry and excessive turbulence. This may be achieved by means of straightening devices (perforated plates, honeycomb, etc.).



- 1 Tranquilliseurs
- 2 Ecran mobile et son chariot
- 3 Mesurage du niveau d'eau
- 4 Puits de mesure
- 5 Mesurage du temps de parcours
- 6 Pompe de circulation du circuit d'essai
- 7 Débitmètre du circuit d'essai à étalonner
- 8 Plafond réduisant la surface libre à l'aval
- 9 Plaque perforée, arasée à la paroi

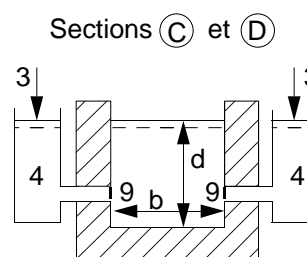


Figure 30 – Méthode de l'écran mobile

La longueur total du canal comprend:

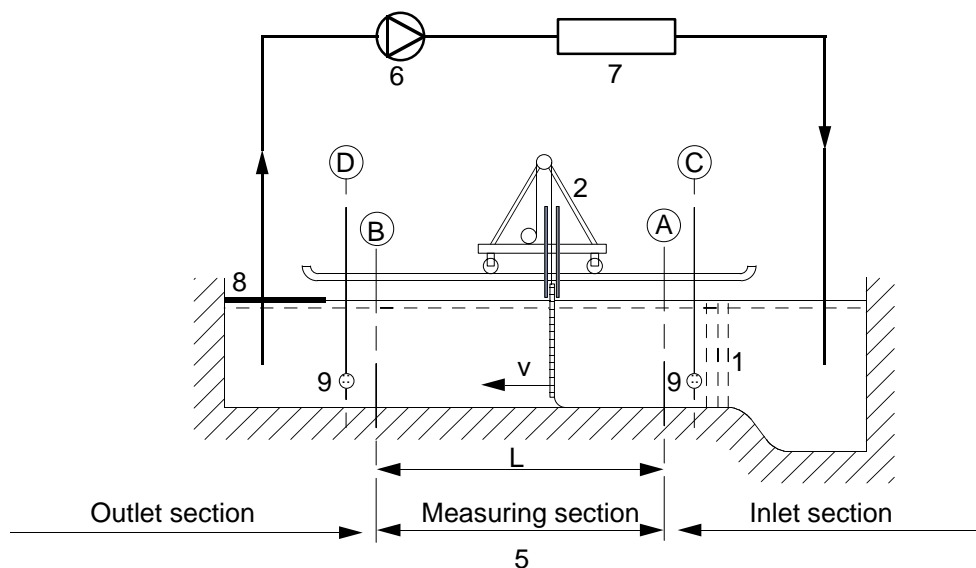
- un tronçon d'entrée où l'écran est introduit dans l'eau et prend un mouvement uniforme;
- un tronçon de mesure dont la longueur doit être déterminée très exactement;
- un tronçon de sortie où l'écran est extrait de l'écoulement.

L'aire transversale du canal correspondant à un niveau d'eau donné peut être déterminée par des mesures géométriques. Toutes les dimensions en jeu doivent être contrôlées périodiquement, par exemple tous les cinq ans. Dans certaines conditions particulières, il peut être nécessaire de prendre en compte les variations dimensionnelles dues à la dilatation thermique et aux contraintes exercées par le poids de l'eau.

3.2.2.3.2.2 Ecran

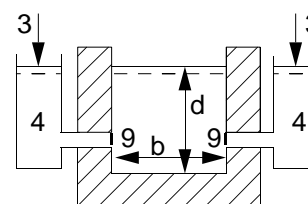
L'écran est généralement suspendu à un chariot roulant sur des rails installés le long du canal ou supporté par des patins fluides. Il est préférable d'éviter l'emploi d'un écran flottant.

L'écran est en général fait d'un matériau léger et rigide monté sur un cadre de construction légère. L'ensemble du chariot et de l'écran doit être aussi léger que possible; les frottements doivent être réduits au minimum ou compensés par un moteur d'entraînement afin que la vitesse de l'écran atteigne rapidement la vitesse moyenne de l'écoulement et qu'il se déplace sans à-coups même aux plus faibles vitesses.



- 1 Straightening devices
- 2 Moving screen and carriage
- 3 Measurement of water level
- 4 Measuring wells
- 5 Measurement of travel time
- 6 Booster pump of test circuit
- 7 Flowmeter of the test rig to be calibrated
- 8 Plate cover to reduce the downstream free water surface
- 9 Perforated plate, flush with the wall

Cross-sections C and D

**Figure 30 – Moving screen method**

The total length of the channel includes:

- an inlet section, where the screen is introduced in the water and reaches uniform motion;
- a measuring section, the length of which is very accurately determined;
- an outlet section, where the screen is extracted from the flow.

The cross-sectional area of the channel corresponding to a given water level can be determined by geometric measurements. All the geometric dimensions involved shall be periodically checked, recommended every five years. Dimensional changes due to thermal expansion and strain due to the weight of the water may need to be taken into account in extreme conditions.

3.2.2.3.2.2 Screen

The screen is generally suspended from a carriage rolling on rails installed along the length of the channel or supported by fluidic guide-blocks. The use of a floating screen should preferably be avoided.

The screen is often constructed of a light rigid material mounted on a lightly built frame. The carriage and screen assembly shall be as light as possible and friction shall be reduced to a minimum or compensated for by means of a driving motor such that the screen velocity will rapidly equal the mean water velocity and will move smoothly even at the lowest velocity.

En fait, il est essentiel que l'introduction de l'écran dans le canal perturbe l'écoulement aussi peu que possible et n'engendre pas de rides ou de vagues susceptibles d'entraîner des erreurs non négligeables. Une des façons possibles d'obtenir cela est d'accélérer le chariot à l'aide d'un entraînement électrique de façon à lui donner approximativement la même vitesse que celle de l'eau avant d'immerger l'écran.

Les jeux entre l'écran et les parois ou le fond doivent être aussi faibles que possible afin de minimiser les fuites. Il peut être de bonne pratique de fixer à l'écran des joints à lèvres flexibles à condition que leur frottement soit négligeable ou qu'il soit compensé par un moteur d'entraînement.

3.2.2.3.2.3 Mesurage du temps de parcours

Le temps de parcours de l'écran doit être mesuré entre deux points fixes placés à l'origine et à la fin du tronçon de mesure. Au passage de ces points, l'écran commande un chronomètre électronique par l'intermédiaire d'interrupteurs électromécaniques, optiques ou magnétiques.

3.2.2.3.2.4 Mesurage du niveau d'eau

Le niveau doit être mesuré avant, pendant et après le parcours de l'écran à l'aide de puits de mesure placés de part et d'autre dans les parois, à l'amont et à l'aval du tronçon de mesure. Ils doivent être munis de limnimètres à pointe ou à crochet ou de transducteurs de pression de haute précision (pour l'appareillage de mesure, voir 3.4).

Il est essentiel que le niveau reste constant (par exemple à 0,5 mm près) entre l'avant et l'arrière de l'écran. Cette condition permet de s'assurer que la vitesse de l'écran mobile est bien égale à celle de l'eau.

Pour obtenir une très bonne exactitude, il importe de réduire les lentes oscillations en masse qui se produisent dans le canal d'étalonnage, par exemple à la suite du réglage du débit. Afin de pouvoir observer ces oscillations, la surface libre à l'aval du tronçon de mesure doit être aussi réduite que possible. Ainsi, de telles oscillations se traduisent par des variations du niveau d'eau, dont l'observation permet de contrôler la stabilité du régime.

3.2.2.3.2.5 Contrôles avant et pendant un parcours

Avant de commencer un parcours de l'écran, il est essentiel de contrôler que l'indication du niveau est constante, afin de s'assurer qu'il ne se produit pas d'oscillation dans le canal.

Il est indispensable que la vitesse de l'écran soit uniforme pour éviter des rides et des vagues qui pourraient augmenter notablement l'incertitude de mesure. On peut contrôler cela à l'aide de quelques interrupteurs supplémentaires régulièrement répartis le long du tronçon de mesure afin de déterminer des temps de parcours partiels.

Il est également important que les fuites éventuelles d'une face à l'autre de l'écran soient aussi faibles que possible. On peut contrôler cela par des injections de colorant près des joints des parois et du fond.

Cependant, de légères perturbations à l'avant et à l'arrière de l'écran ou de très faibles fuites, spécialement près de la surface libre, peuvent souvent être observées et ne constituent nullement un indice de mauvais fonctionnement.

L'intervalle entre deux parcours consécutifs doit être suffisant pour que les perturbations engendrées dans le canal par le parcours précédent s'amortissent.

It is essential that the introduction of the screen into the channel shall disturb the flow as little as possible and not initiate ripples or waves resulting in serious errors. One possible way to ensure this is to accelerate the screen carriage by means of an electric drive unit in order to give it approximately the same speed as the water velocity before the screen is lowered into the water.

The clearance between the screen and the walls and bottom shall be as small as possible in order to minimize the leakage. It is good practice to fit flexible lip seals to the screen provided that their friction is negligible or is compensated by a driving motor.

3.2.2.3.2.3 Measurement of travel time

Screen travel time shall be measured between two fixed points installed at the beginning and the end of the measuring section. When passing these points, the screen actuates an electronic timer through electro-mechanical, optical or magnetic switches.

3.2.2.3.2.4 Measurement of water level

The level shall be measured before, during and after the travel time of the screen by means of measuring wells located in the walls on each side upstream and downstream of the measuring section. They shall be fitted with point or hook gauges or high accuracy pressure transducers (for measuring apparatus, see 3.4).

It is essential that the level remains constant (e.g. within 0,5 mm) between the front and rear of the screen. This confirms that the moving screen velocity is equal to the water velocity.

In order to obtain high accuracy it is important to reduce slow mass oscillations (e.g. from adjustment of discharge) in the calibration channel. In order to observe such oscillations the free water surface downstream of the measuring section shall be reduced as far as possible. The mass oscillations may then be observed as variation of the water level, which may thus be used to indicate stable conditions.

3.2.2.3.2.5 Controls before and during the run

Before starting a run, it is essential to check that the indication of the water level is constant in order to ensure that no oscillations occur within the channel.

Uniform velocity of the screen is essential to avoid ripples and waves which might substantially increase the uncertainty of measurement. This can be checked by means of a few supplementary switches evenly distributed along the measuring reach in order to determine intermediate travel times.

It is also important that any leakages from one side of the screen to the other are as small as possible. This can be checked by injecting a dye liquid near the wall and bottom seal.

Nevertheless, slight disturbances in the front and the rear of the screen or very small leakages, especially in the vicinity of the free surface, are often observed and in no way indicate faulty operation of the apparatus.

The time interval between two consecutive runs shall be of adequate duration to dampen the perturbation in the channel caused by the previous run.

3.2.2.3.3 Incertitude de mesure

Si l'installation est construite, entretenue et utilisée avec soin, et si les prescriptions ci-dessus sont observées, on peut obtenir une incertitude systématique (au niveau de confiance de 95 %) sur la mesure du débit comprise entre $\pm 0,2$ % et $\pm 0,3$ %.

3.2.3 Méthodes secondaires

3.2.3.1 Prescriptions générales

Différents types de débitmètres peuvent être utilisés, après accord, aux conditions suivantes:

- l'appareil choisi doit être de la meilleure qualité disponible, en particulier quant à sa répétabilité et sa sensibilité aux grandeurs d'influence (température ambiante, fréquence et tension de l'alimentation électrique, etc.);
- le débitmètre et le système de mesure associé doivent être étalonnés par une méthode primaire dans les conditions réelles de fonctionnement (voir 2.3.3.2.3 and 3.2.3.8);
- la répétabilité de la mesure doit être contrôlée dans toute l'étendue des débits à mesurer.

Bien qu'il ne soit pas obligatoire de les appliquer, les normes afférentes et les prescriptions du fabricant donnent des conseils utiles pour les meilleures conditions d'installation et de mesurage.

Les types de débitmètres utilisés le plus fréquemment sont décrits de 3.2.3.2 à 3.2.3.7.

3.2.3.2 Déversoirs

Dans le domaine de la présente norme, on ne peut employer que les déversoirs rectangulaires ou triangulaires en mince paroi à arêtes vives.

Pour la conception du déversoir, son installation et les conditions de mesurage de la hauteur de lame, on se référera à l'ISO 1438-1; cependant, les coefficients de débit normalisés ne permettent pas d'obtenir l'exactitude requise (voir 3.2.1.1.2). En outre, les déversoirs sont très sensibles à toute modification de la répartition des vitesses d'approche ou de l'état de la plaque (rugosité de la face amont, propreté et acuité de l'arête, etc.).

Le déversoir est ordinairement disposé du côté basse pression de la machine et l'on doit veiller à ce qu'un écoulement régulier (exempt de tourbillons, de perturbations superficielles ou d'une quantité notable d'air entraîné) existe dans le canal d'approche.

Lorsque le déversoir est situé à la sortie de la machine en essais, on doit laisser, entre la sortie de cette machine ou de la conduite de refoulement et le déversoir, une distance suffisante pour que le dégagement des bulles d'air soit terminé avant que l'écoulement atteigne le déversoir. Des panneaux et écrans stabilisateurs doivent être utilisés si nécessaire pour obtenir une répartition uniforme des vitesses dans toute la section transversale. Une surface perturbée, des contre-courants noyés ou encore toute dissymétrie quelle qu'elle soit doivent être corrigés par des écrans appropriés.

3.2.3.3 Appareils déprimogènes

On peut utiliser des diaphragmes, tuyères ou tubes de Venturi pour mesurer le débit dans les installations d'essai sur modèle, particulièrement dans celles fonctionnant en circuit fermé sans plan d'eau libre.

Pour la conception de l'appareil déprimogène, y compris ses prises de pression, son installation et les conditions de fonctionnement, on se référera à l'ISO 5167-1; cependant, les coefficients de débit normalisés ne permettent pas d'obtenir l'exactitude requise dans la présente norme (voir 3.2.1.1.2). D'autres types d'appareils déprimogènes que ceux décrits dans l'ISO 5167-1 peuvent aussi être utilisés.

3.2.2.3.3 Uncertainty of measurement

If the installation is carefully constructed, maintained and used, and if the above requirements are satisfied, a systematic uncertainty (at the 95 % confidence level) on the discharge measurement within $\pm 0,2$ % to $\pm 0,3$ % can be achieved.

3.2.3 Secondary methods

3.2.3.1 General requirements

Various types of flowmeter may be used by agreement under the following conditions:

- the device chosen shall be of the best quality available, particularly with respect to its repeatability and its sensitivity to influence quantities (ambient temperature, frequency and voltage of the power supply, etc.);
- the flowmeter and the associated measuring system shall be calibrated by a primary method in the actual operating conditions (see 2.3.3.2.3 and 3.2.3.8);
- the repeatability of the measurement shall be checked over the whole range of discharge to be measured.

Although their application is not mandatory, the relevant standards and manufacturer's instructions give useful advice concerning the best installation and measurement conditions.

The types of flowmeter most often used are described in 3.2.3.2 to 3.2.3.7.

3.2.3.2 Weirs

Only rectangular or triangular sharp-edged thin-plate weirs may be used within the scope of this standard.

For the design of the weir, its installation and the conditions for measuring the head over the weir, ISO 1438-1 should be referred to; however, the standardized discharge coefficients will not achieve the required accuracy (see 3.2.1.1.2). In addition, weirs are very sensitive to any change in the distribution of approach velocity and in the condition of the plate (roughness of the upstream face, cleanliness and sharpness of the edge, etc.).

The weir is commonly located on the low pressure side of the machine, and care shall be taken to ensure that smooth flow (free from eddies, surface disturbances or significant amounts of entrained air) exists in the approach channel.

When the weir is located on the outlet side of the machine being tested, it shall be far enough from the machine or the discharge conduit outlet to enable the water to release its air bubbles before reaching the weir. Stilling screens and baffles shall be used when necessary to give a uniform velocity distribution over the whole cross-section. Disturbed surface or undercurrents, or asymmetry of any kind, shall be corrected by suitable screens.

3.2.3.3 Differential pressure devices

Orifice plates, nozzles or Venturi tubes may be used for discharge measurement in model test facilities, particularly operating on closed circuit without a free water surface.

For the design of the differential pressure device, including its pressure tapings, its installation and operating conditions, refer to ISO 5167-1; however the standardized discharge coefficients will not achieve the accuracy required in this standard (see 3.2.1.1.2). Other types of differential pressure devices than those described in ISO 5167-1 may also be used.

Les appareils déprimogènes présentent une grande fiabilité, mais ils sont très sensibles au profil de l'écoulement et ils créent une perte de pression importante, surtout les diaphragmes et les tuyères.

La pression différentielle engendrée par l'appareil doit être mesurée conformément aux prescriptions de 3.3.4.

Les tuyauteries de liaison entre l'élément primaire et le manomètre doivent être conformes à l'ISO 2186.

Il est recommandé de veiller à éviter la cavitation.

3.2.3.4 Débitmètres à turbine

Les débitmètres à turbine, qui comportent généralement un tranquilliseur, ne requièrent que des longueurs droites amont et aval minimales et n'engendrent que de très faibles perturbations de l'écoulement, mais ils créent une perte de pression assez élevée. Le signal de sortie, qui est une mesure de fréquence, est facile à traiter sans perdre de précision. Il faut veiller à maintenir les paliers en bon état et à garder propres les pales de la turbine. L'étalonnage doit être vérifié au moins après chaque opération d'entretien.

De la cavitation pouvant se produire sur les pales de la turbine lorsque la pression est basse, l'étalonnage doit être vérifié à la pression minimale pouvant être rencontrée en cours d'essai (voir 3.2.3.8).

3.2.3.5 Débitmètres électromagnétiques

Les débitmètres électromagnétiques font l'objet de l'ISO 6817 et de l'ISO 9104.

Les principaux avantages des débitmètres électromagnétiques sont de n'engendrer ni perturbation de l'écoulement ni perte de pression et de ne pas être très sensibles à l'usure. Ils fournissent une lecture instantanée du débit et conviennent donc particulièrement pour observer les fluctuations de débit. Il faut veiller à détecter toute dérive dans le circuit électronique et dans l'état de surface des électrodes. L'étalonnage doit être vérifié au moins après chaque opération d'entretien.

3.2.3.6 Débitmètres acoustiques

Il existe plusieurs méthodes acoustiques de mesurage du débit. En l'état actuel des connaissances, la méthode à préférer dans le domaine de la présente norme est celle qui repose sur le mesurage du temps de parcours d'impulsions acoustiques envoyées vers l'amont ou vers l'aval, avec de préférence plusieurs trajets parallèles.

Le système d'acquisition et de traitement des données doit permettre de démontrer que l'équipement fonctionne correctement (mesure séparée de la vitesse moyenne le long de chaque trajet, vérification de la vitesse du son, contrôle de la proportion d'impulsions perdues, etc.).

On trouvera plus de détails sur cette méthode dans la CEI 60041.

On peut aussi utiliser d'autres types de débitmètres acoustiques basés, par exemple, sur la mesure de la réfraction d'un faisceau acoustique par la vitesse du fluide, ou sur l'inter-corrélation de signaux acoustiques émis dans deux sections droites.

Les débitmètres acoustiques ont l'avantage de n'introduire ni perturbation de l'écoulement, ni perte de pression, mais ils sont assez sensibles à la répartition des vitesses et à la présence de bulles de gaz ou de bruit acoustique. Leur sensibilité à la turbulence et l'échantillonnage plus ou moins limité des vitesses locales instantanées ne permettent pas d'utiliser des lectures successives pour évaluer le niveau des fluctuations de débit.

Differential pressure devices offer high reliability, but are very sensitive to the flow pattern and create a high pressure loss, particularly orifice plates and nozzles.

The differential pressure generated by the device shall be measured in accordance with 3.3.4.

The connecting pipes between the primary device and the pressure gauge shall conform with ISO 2186.

Care should be taken to avoid cavitation.

3.2.3.4 Turbine flowmeters

Turbine flowmeters, which generally include a flow straightener, require a minimum upstream and downstream straight length and generate only very slight disturbance of the flow, but create a somewhat high pressure loss. The output signal, which is a frequency measurement, is simple to measure without loss of accuracy. Care shall be taken to maintain the bearings in good condition and to maintain the blades of the turbine clean. The calibration shall be checked at least after each maintenance.

Since cavitation on the runner blades can occur in low pressure conditions, calibration shall be checked at the lowest test pressure (see 3.2.3.8).

3.2.3.5 Electromagnetic flowmeters

Electromagnetic flowmeters are the subject of ISO 6817 and ISO 9104.

The main advantages of electromagnetic flowmeters are that they generate neither disturbance of the flow, nor pressure loss, and are not very sensitive to wear. They produce an instantaneous reading of discharge and thus are particularly convenient for observing discharge fluctuations. Care shall be taken to detect any drift in the electronic circuitry output and in the surface condition of the electrodes. The calibration shall be checked at least after each maintenance.

3.2.3.6 Acoustic flowmeters

Several methods of acoustic discharge measurement exist. Currently available knowledge is such that the method preferred for the purpose of this standard is that based on the measurement of the transit time of acoustic pulses travelling upstream or downstream, preferably including several parallel paths.

The data acquisition and processing system shall demonstrate that the equipment is operating correctly (separate measurement of the average velocity along each individual path, verification of the speed of sound, checking of the proportion of lost pulses, etc.).

More details on this method are given in IEC 60041.

Other kinds of acoustic flowmeters, based, for instance, on the measurement of the refraction of an acoustic beam by fluid velocity, or on the cross-correlation of acoustic signals emitted in two cross-sections, may also be used.

Acoustic flowmeters have the advantage of not introducing any flow disturbance or pressure loss, but are somewhat sensitive to the velocity distribution and to the presence of gas bubbles and acoustic noise. Their sensitivity to turbulence and limited sampling of local instantaneous velocities do not allow the use of successive readings to assess the level of discharge fluctuations.

3.2.3.7 Débitmètres à vortex

Le principe des débitmètres à vortex repose sur le mesurage de la fréquence de décollement de tourbillons engendrés par un obstacle inséré dans l'écoulement, cette fréquence étant proportionnelle à la vitesse moyenne dans une certaine gamme de nombres de Reynolds.

Bien que de nombreux appareils de ce type soient disponibles, l'expérience que l'on a de cette méthode de mesurage du débit reste limitée, et elle ne devrait être employée qu'avec précaution. Par exemple, toute vibration de la conduite est susceptible d'altérer la fréquence mesurée et doit donc être évitée.

En raison du risque de cavitation sur l'obstacle du débitmètre à vortex, l'étalonnage doit être vérifié à la pression minimale pouvant être rencontrée en cours d'essai (voir 3.2.3.8).

3.2.3.8 Procédure d'étalonnage

Comme il est dit précédemment, tout appareil utilisé pour une mesure de débit par une méthode secondaire doit être étalonné par rapport à l'une des méthodes primaires décrites en 3.2.2. L'étalonnage doit être réalisé sans démonter le débitmètre du circuit d'essai ni modifier les conditions d'écoulement à l'entrée du débitmètre.

L'étalonnage doit porter sur l'ensemble du débitmètre et de la chaîne de mesure associée: par exemple un diaphragme, les tuyauteries de liaison, le transducteur de pression, son alimentation électrique et le système d'acquisition de données.

L'étalonnage devrait normalement s'effectuer dans les conditions réelles de fonctionnement (pression, température, qualité de l'eau, etc.) qui règnent lors des essais. S'il apparaissait que la pression rencontrée pendant les essais soit inférieure à la pression minimale pouvant être obtenue dans le circuit ouvert utilisé pour l'étalonnage, il faudrait alors démontrer que l'étalonnage du débitmètre n'est pas affecté par la cavitation à cette pression réduite. Ceci peut être réalisé en utilisant deux débitmètres secondaires montés en série, l'un d'eux n'étant pas sensible aux effets de la cavitation. Il n'est pas permis de mesurer un débit au moyen d'un débitmètre affecté par la cavitation, même étalonné dans les mêmes conditions de fonctionnement, car les phénomènes en jeu ne sont pas suffisamment reproductibles.

Tout étalonnage doit comporter suffisamment de points de mesure régulièrement répartis dans toute l'étendue des débits à mesurer pendant les essais pour permettre une évaluation précise de leur dispersion.

Dans la plupart des cas, le résultat d'un étalonnage peut s'écrire, au moins dans le domaine d'emploi, sous la forme $Q = CR^\alpha$,

où

R est le signal de sortie délivré par le débitmètre secondaire;

α est un exposant connu par des considérations théoriques ($\alpha = 1$ si **R** est la fréquence d'un débitmètre à turbine, $\alpha = 1/2$ si **R** est la pression différentielle d'un tube de Venturi, $\alpha = 3/2$ si **R** est la hauteur de lame d'un déversoir rectangulaire, etc.);

C est un coefficient de débit qui peut être constant ou variable dans l'étendue de mesure.

Il est alors possible de porter le coefficient de débit en fonction du débit indiqué par la méthode primaire, ou mieux, en fonction du paramètre adimensionnel approprié au type de débitmètre (nombre de Reynolds pour les débitmètres en conduite fermée, nombre de Froude pour les déversoirs).

Dans tous les cas, il est recommandé de déterminer la courbe la mieux adaptée (souvent une droite) à travers les points de mesure par une méthode de régression comme la méthode des moindres carrés. On trouvera tous conseils pour établir cette courbe d'étalonnage et évaluer l'incertitude associée dans l'ISO 7066 (voir aussi l'annexe H).

3.2.3.7 Vortex flowmeters

The principle of vortex flowmeters is based on measuring the frequency of vortex shedding generated by a bluff body inserted in the flow, the frequency of which is proportional to the mean velocity in a given range of Reynolds numbers.

Although many devices of this type are available, experience with this method of discharge measurement is still limited and the method shall only be used with caution. For instance, any vibration of the pipe is liable to alter the measured frequency and shall thus be avoided.

Due to the risk of cavitation on the bluff body of the vortex flowmeter, the calibration shall be checked at the lowest test pressure (see 3.2.3.8).

3.2.3.8 Calibration procedure

As stated above, any device used for discharge measurement by a secondary method shall be calibrated against one of the primary methods described in 3.2.2. The calibration shall be made without dismantling the flowmeter from the test circuit or modifying the flow conditions at the inlet of the flowmeter.

Calibration shall include the whole of the flowmeter and the associated measuring system: for instance an orifice plate, the connecting pipes, the pressure transducer, its power supply and the data acquisition system.

Calibration normally should be carried out in the actual operating conditions (pressure, temperature, water quality, etc.) prevailing during the tests. Should the pressure encountered during the tests be lower than the minimum pressure attainable in the open circuit used for calibration, it shall then be demonstrated that the flowmeter calibration is not affected by cavitation at that reduced pressure. This may be achieved by using two secondary flowmeters in series, one of which is not sensitive to cavitation effects. It is not permitted to make a discharge measurement with a flowmeter affected by cavitation, even if calibrated in the same operating conditions, as the phenomena involved are not sufficiently reproducible.

Any calibration shall include sufficient measuring points evenly distributed over the whole range of discharge to be measured during tests, to allow an accurate evaluation of their scattering.

In most cases, the result of a calibration can be written, at least in the range of use, as $Q = CR^\alpha$, where

R is the output signal delivered by the secondary flowmeter;

α is an exponent which is known by theoretical considerations ($\alpha = 1$ when R is the frequency of a turbine meter, $\alpha = 1/2$ when R is the differential pressure of a Venturi tube, $\alpha = 3/2$ when R is the head over a rectangular weir, etc.);

C is a discharge coefficient which may be constant or variable over the range of the meter.

It is thus possible to plot the discharge coefficient versus the discharge indicated by the primary method or preferably versus the corresponding non-dimensional coefficient appropriate to the type of flowmeter (Reynolds number for flowmeters in closed conduit, Froude number for weirs).

In any case, the best fitted curve (often a straight line) through the measured points should be determined by a regression technique such as the least squares method. Guidance for deriving this calibration curve and evaluating the associated uncertainty may be found in ISO 7066 (see also annex H).

Il est souhaitable d'étalonner le débitmètre secondaire avant et après l'essai (voir 2.3.3.1.5). S'il apparaît une différence significative entre ces deux étalonnages¹⁾, le débitmètre et la chaîne de mesure associée doivent être soigneusement inspectés pour trouver la raison de cet écart et l'essai peut éventuellement être rejeté. Il est souhaitable de disposer de l'historique des étalonnages du débitmètre afin d'analyser ces résultats: lorsqu'il n'apparaît pas de tendance systématique, la moyenne de toutes les valeurs relevées peut constituer une meilleure approximation de la valeur vraie que la moyenne des deux valeurs obtenues avant et après l'essai.

3.3 Mesurage de la pression

3.3.1 Généralités

Le présent article ne traite que du mesurage de la valeur moyenne temporelle de la pression, tandis que le mesurage des fluctuations de pression est décrit en 4.3. Les mesures de pression dans les machines hydrauliques sont faites en vue de déterminer:

a) des grandeurs liées aux performances hydrauliques, comme

- l'énergie hydraulique massique E (voir 3.5.2 et 3.5.3) et
- l'énergie massique nette à l'aspiration NPSE (voir 3.5.4);

ou

b) des pressions effectives ou des pressions différentielles en certains endroits particuliers du circuit hydraulique du modèle à différentes fins: par exemple pour mesurer le débit à l'aide d'appareils déprimogènes (voir 3.2.3.3) ou pour obtenir des informations sur:

- la pression locale;
- la répartition des pressions;
- les essais indiciaires (valeurs à convertir aux conditions sur site).

La pression p est mesurée en tant que pression effective en un point ou en tant que pression différentielle, dans des conditions établies.

3.3.2 Choix de la section de mesure de la pression

Une attention particulière doit être apportée à l'emplacement des sections de mesure; normalement, elles coïncident avec les sections de référence. L'écoulement doit être aussi peu perturbé que possible. Les sections de référence haute et basse pression, 1 et 2, spécifiées dans le contrat, devraient normalement remplir ces conditions. Cependant, dans des cas exceptionnels où la répartition des vitesses dans la section de référence est notablement distordue, il est souhaitable de remplacer cette section, lorsque cela est possible, par une autre section de mesure aussi proche que possible de la section de référence et présentant des meilleures conditions d'écoulement.

Le plan de la section de mesure doit de préférence être normal à la direction moyenne de l'écoulement. Son aire transversale, qui est nécessaire au calcul de la vitesse moyenne de l'eau, doit être facilement mesurable.

Il est préférable que la section de mesure soit aménagée dans un tronçon de conduite rectiligne mais pouvant être légèrement convergent ou divergent.

¹⁾ On peut convenir que l'écart relatif $2(Q_1 - Q_2) / (Q_1 + Q_2)$ doit être inférieur à une certaine valeur admissible fixée avant l'essai (par exemple 0,1 %), Q_1 et Q_2 étant les indications du débitmètre secondaire délivrées avant et après l'essai pour le même débit donné par la méthode primaire.

The secondary flowmeter should normally be calibrated before and after the test (see 2.3.3.1.5). If a significant difference appears between both calibrations¹⁾, the flowmeter and the associated measuring system shall be carefully inspected to find the reason for this deviation and the test may possibly be rejected. A historical record of the flowmeter calibration should be available for inspection and analysis. If no systematic trends occur, an average of all obtained values may be a better approximation of the true value than the mean of the two values obtained before and after the test.

3.3 Pressure measurement

3.3.1 General

This clause deals only with the measurement of the time-averaged value of the pressure, whereas the measurement of pressure fluctuations is described in 4.3. Pressure measurements in hydraulic machinery are made in order to determine:

- a) quantities of the hydraulic performance such as
 - specific hydraulic energy E (see 3.5.2 and 3.5.3) and
 - net positive suction specific energy NPSE (see 3.5.4);
- or
- b) gauge pressures or differential pressures at special locations of the water passage in the model for various purposes: for example to measure the discharge utilizing differential pressure devices (see 3.2.3.3) or to obtain information on
 - local pressure;
 - pressure distribution;
 - index testing (values to be converted to site conditions).

The pressure p is measured as single gauge pressure or differential pressure at steady-state conditions.

3.3.2 Choice of pressure-measuring section

Special attention shall be paid to the location of the measuring sections; normally they are identical to the reference sections. There should be minimum disturbance of the flow. The high pressure and low pressure reference sections 1 and 2, specified by the contract, should normally fulfil these conditions. However, under exceptional circumstances where the velocity distribution of the reference section is considerably distorted this section should be replaced, if possible, by other measuring sections as close as possible to the reference section and offering better flow conditions.

The plane of the measuring section should preferably be normal to the average direction of flow. Its cross-sectional area, which is required for computing the mean water velocity, shall be readily measurable.

The measuring section should preferably be arranged in a straight conduit section but could be slightly convergent or divergent.

¹⁾ It may be agreed that the relative deviation $2(Q_1 - Q_2) / (Q_1 + Q_2)$ shall be less than a permissible value specified prior to the test (for instance 0,1 %), Q_1 and Q_2 being the readings of the secondary flowmeter delivered before and after the test for the same discharge given by the primary method.

3.3.3 Prises de pression et tuyauteries de liaison

3.3.3.1 Nombre et emplacement des prises de pression

D'une manière générale, quelle que soit la forme de la section, au moins deux paires de prises de pression opposées doivent être utilisées (quatre prises de pression). Dans le cas de sections circulaires, les quatre prises de pression doivent être installées sur deux diamètres perpendiculaires. Il est recommandé de ne pas placer les prises de pression au point haut de la section de mesure ni à son voisinage, afin d'éviter les poches d'air, ni au point bas ou à son voisinage, à cause du risque d'obstruction des prises par des dépôts solides.

Dans le cas de sections non circulaires (le plus souvent rectangulaires), les prises ne doivent pas être placées près des angles. Si des prises doivent être installées au plafond ou au radier d'une section, un soin spécial doit être apporté pour éviter des perturbations dues à l'air ou aux dépôts.

Si les conditions d'écoulement sont perturbées ou dissymétriques, on doit utiliser plus de quatre prises de pression.

Les mesures individuelles de pression moyenne autour de la section de mesure ne doivent pas différer les unes des autres de plus de 0,5 % de l'énergie hydraulique massique de la machine, ou, pour les machines de basse chute, de plus de 20 % de l'énergie cinétique massique calculée à partir de la vitesse moyenne dans la section de mesure (voir 3.5.2.4), ces deux valeurs se référant à un fonctionnement voisin du point de meilleur rendement.

Si cette condition n'est pas satisfaite, il faut s'efforcer de parvenir à un accord

- soit pour choisir un autre emplacement;
- soit pour évaluer la répartition de l'énergie cinétique massique dans la section de mesure conformément à 3.5.2.4;
- soit pour accepter cet écart, en ajoutant alors arithmétiquement une incertitude supplémentaire à l'incertitude de mesure sur l'énergie hydraulique massique E (voir 3.5.2.5 et J.2.3).

3.3.3 Pressure taps and connecting lines

3.3.3.1 Number and location of pressure taps

Generally, for any form of section at least two pairs of opposed pressure taps shall be used (four pressure taps). In the case of circular sections the four pressure taps shall be arranged on two diameters at right angles to each other. The taps should neither be located at or near the highest point of the measuring section in order to avoid air pockets, nor near the lowest point because of the risk of dirt obstructing the taps.

In the case of non-circular sections (in most cases rectangular sections) the taps should not be located near the corners. If taps are arranged at the top or bottom of a section, special care has to be taken to avoid disturbances due to air or dirt.

If the flow conditions are disturbed or asymmetric, more than four pressure taps shall be used.

Individual mean pressure measurements at the same measuring section shall not differ from one another by more than 0,5 % of the specific hydraulic energy of the machine or, for low head machines, by more than 20 % of the specific kinetic energy calculated from the mean velocity in the measuring section (see 3.5.2.4), both referring to operation close to the best efficiency point.

If this requirement is not fulfilled, mutual agreement should be reached either

- to select another location; or
- to make an evaluation of the specific kinetic energy distribution in the measuring section according to 3.5.2.4; or
- to accept this deviation, and add arithmetically an additional uncertainty to the measurement uncertainty in the specific hydraulic energy E (see 3.5.2.5 and J.2.3).

3.3.3.2 Conception des prises de pression

Les prises de pression doivent être aménagées dans des bossages en matériau inoxydable. La figure 31 montre des bossages typiques qui doivent être installés au ras de la paroi de la conduite.

L'alésage cylindrique de la prise de pression doit avoir de 2 mm à 4 mm de diamètre et une longueur ℓ minimale d'au moins deux fois le diamètre. Il doit être perpendiculaire à la paroi de la conduite et exempt de bavures et d'irrégularités qui pourraient causer des perturbations locales. Les bords des ouvertures doivent être à arête vive ou arrondis avec un rayon de raccordement à la conduite $r \leq d/4$. La seule utilité de ce rayon est d'éliminer toutes bavures éventuelles.

La surface de la conduite doit être lisse et ne pas présenter de courbure dans la direction de l'écoulement au voisinage de l'alésage sur au moins 100 mm à l'amont et à l'aval.

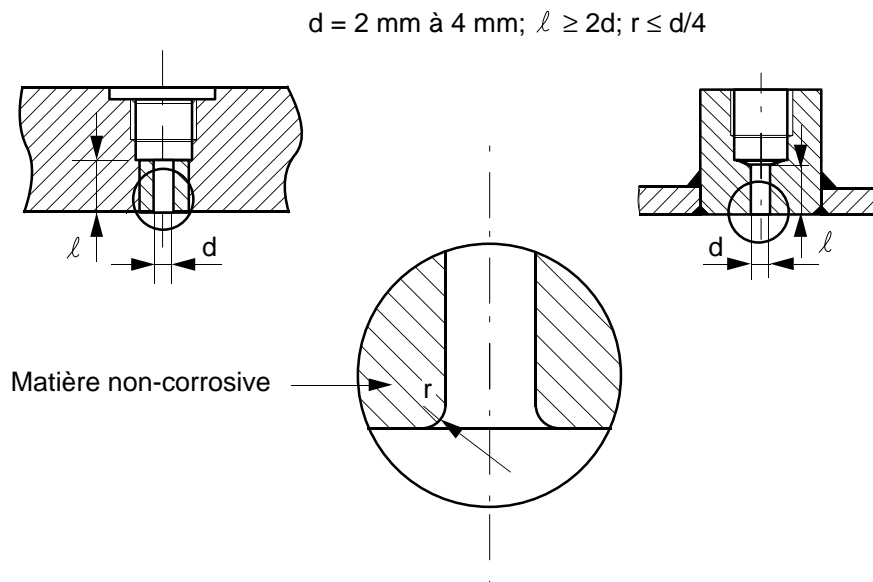


Figure 31 – Exemples de prises de pression

3.3.3.2 Design of pressure taps

Pressure taps shall be located in inserts of non-corroding material. Figure 31 shows typical inserts which shall be installed flush with the wall of the conduit.

The cylindrical bore of the pressure tap shall be 2 mm to 4 mm in diameter and have a minimum length ℓ of at least twice the diameter. It shall be perpendicular to the conduit wall and free of all burrs or irregularities which could cause local disturbances. The edges of the openings shall be sharp or rounded with a radius $r \leq d/4$ smoothly joining the flow passage. The purpose of this rounding is to eliminate possible burrs.

The surface of the conduit shall be smooth and not be curved in the flow direction in the vicinity of the bore for at least 100 mm upstream and downstream.

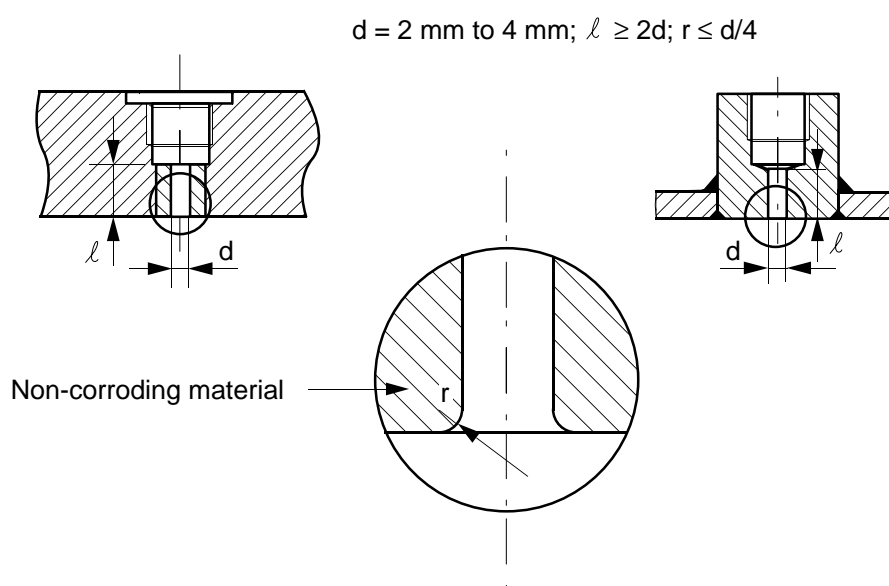


Figure 31 – Examples of pressure taps

3.3.3.3 Tuyauteries de raccordement

Les prises de pression peuvent être raccordées entre elles (voir figure 32), mais chaque prise doit être pourvue d'une vanne individuelle pour pouvoir être lue séparément. Le diamètre de la tuyauterie de raccordement doit être au moins le double de celui de la prise et au moins égal à 6 mm. Le diamètre du collecteur (ou du collecteur annulaire, figure 32b) doit être d'au moins trois fois le diamètre de la prise. Il convient que les tuyaux de raccordement aient, si possible, la même longueur, et montent jusqu'au manomètre sans points hauts intermédiaires où de l'air pourrait être emprisonné. Des vannes munies d'un pot de dégazage doivent être prévues à tous les points hauts pour purger l'air. Du tuyau plastique transparent est disponible pour une grande gamme de pressions et est utile pour détecter la présence de bulles d'air. Cependant, lorsqu'on s'intéresse aux fluctuations de pression, il faut tenir compte de l'amortissement inhérent aux tuyaux plastiques (voir 3.3.3.4). Aucune fuite ne doit être admise dans les raccordements.

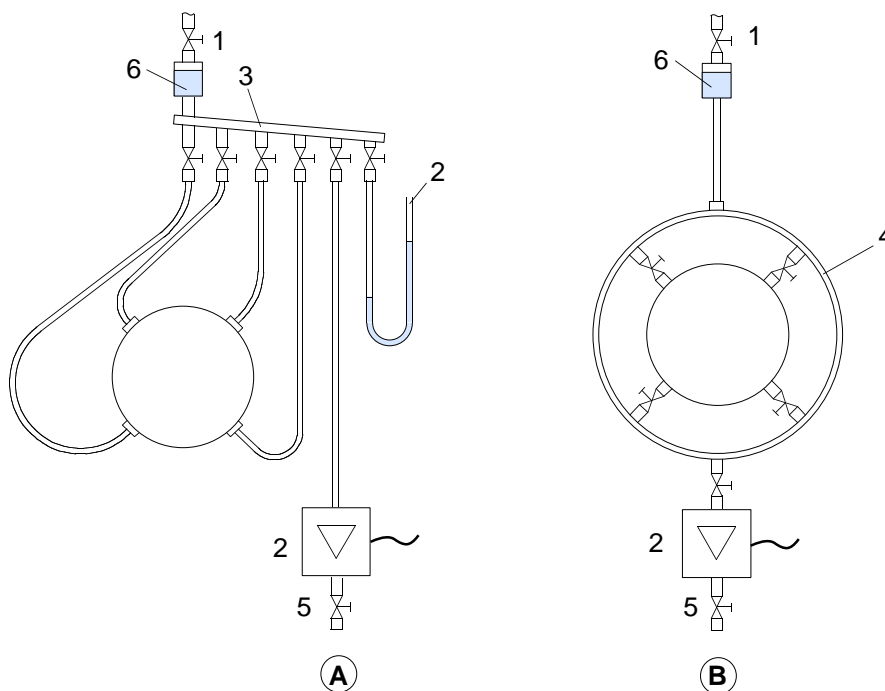


Figure 32a – Tuyauteries individuelles de raccordement au collecteur

Figure 32b – Collecteur annulaire

- 1 Event
- 2 Manomètre
- 3 Collecteur
- 4 Collecteur annulaire
- 5 Purge
- 6 Pot de dégazage

Figure 32 – Différents types de collecteurs de pression

3.3.3.3 Gauge piping

Pressure taps may be manifolded (figure 32), but each tap shall be separately valved so that it can be read individually. The diameter of the connecting piping shall be at least twice that of the tap and not less than 6 mm. The diameter of the manifold (or of the ring manifold, figure 32b) shall be at least three times the diameter of the tap. Connection pipes should, if possible, be of equal length, slope upward to the gauge or manometer with no intermediate high spots where air may be trapped. Valves with a gas-collecting chamber shall be provided at all high points for flushing out air. Transparent plastic piping, available for a wide pressure range, is recommended as it is useful in disclosing the presence of air bubbles. However, in the case of pressure fluctuations, the damping effect existing in plastic pipes shall be considered (see 3.3.3.4). No leaks shall be permitted in the gauge connections.

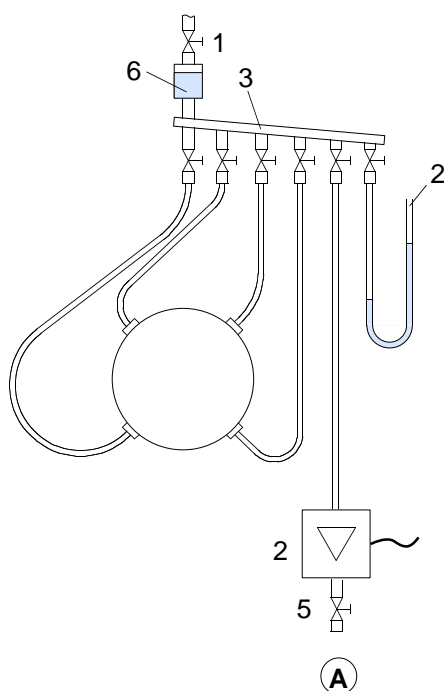


Figure 32a – Separate connecting pipe to manifold

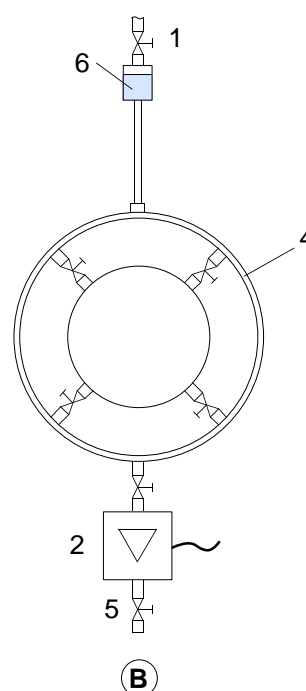


Figure 32b – Ring manifold

- 1 Vent
- 2 Pressure measuring instrument
- 3 Manifold
- 4 Ring manifold
- 5 Drain
- 6 Gas-collecting chamber

Figure 32 – Types of pressure manifolds

3.3.3.4 Dispositifs d'amortissement

Chaque fois que possible, toutes les mesures doivent se faire dans des conditions établies et les fluctuations de pression doivent être éliminées à leur source. En particulier, il ne doit se produire dans le domaine normal de fonctionnement aucune fluctuation nécessitant un dispositif d'amortissement sur le manomètre.

Dans certains domaines de fonctionnement (faibles valeurs de Q et de σ , etc.), des fluctuations ne peuvent cependant être évitées. Afin d'obtenir des lectures correctes des manomètres dans de telles conditions, on peut installer un dispositif d'amortissement approprié, à condition que l'écoulement y soit laminaire et qu'il offre une égale résistance dans les deux sens, assurant ainsi une résistance visqueuse linéaire. Ceci peut être assuré par un tube capillaire d'environ 1 mm de diamètre intérieur et de longueur convenable, ou par une vanne spécialement conçue. Un amortissement peut aussi être réalisé à l'aide de longs tubes plastiques. On peut aussi obtenir un amortissement complémentaire à l'aide d'un ballon pneumatique ou d'une chambre d'équilibre, raccordé à la tuyauterie de liaison avant le manomètre. L'usage d'un diaphragme n'est pas recommandé, car il peut introduire une erreur due à l'amortissement non linéaire. Un circuit de contournement muni d'une vanne doit être prévu autour de tout dispositif d'étranglement et gardé ouvert sauf pendant la courte période où des lectures sont effectuées. Il n'est pas permis de couder ou de pincer les tuyaux ni d'introduire un dispositif d'étranglement non symétrique (par exemple une vanne).

3.3.4 Appareillage de mesure de la pression

3.3.4.1 Types d'appareils

Les appareils de mesure de la pression se répartissent en deux classes:

- **les méthodes** (ou appareils) **primaires**, tels que les manomètres à colonnes liquides (voir 3.3.4.2), les manomètres à poids (voir 3.3.4.3) et les balances de pression (voir 3.3.4.4); ces méthodes n'utilisent que des mesures de grandeurs fondamentales (longueur, masse) et ne nécessitent donc aucun étalonnage;
- **les méthodes** (ou appareils) **secondaires**, tels que les transducteurs de pression (voir 3.3.4.5) et d'autres appareils comme les manomètres à ressort (voir 3.3.4.6); ces appareils demandent à être étalonnés par rapport à une méthode primaire utilisée comme étalon.

Le choix de l'appareil de mesure doit tenir compte des exigences du système d'acquisition automatique des données. Une combinaison de méthodes primaire et secondaire est souvent utilisée.

Les principes physiques et des exemples typiques de montages expérimentaux sont décrits dans les paragraphes qui suivent pour divers appareils.

3.3.3.4 Damping devices

Whenever possible, all measurements shall be made under steady-state conditions and pressure fluctuations eliminated at their source. In particular, no fluctuations requiring a damping arrangement for a manometer shall occur in the range of normal operation.

In certain ranges of operation (low values of Q and σ , etc.), fluctuations cannot be avoided. In order to obtain correct readings on a pressure measuring instrument under such conditions, a suitable damping device may be installed, provided the flow through it is laminar and equal in resistance in both directions, thus ensuring a linear viscous resistance. This may be secured by using a capillary tube of about 1 mm bore and suitable length or a specially designed valve. Damping device can also be obtained by using long plastic tubes. Additional damping may be obtained from an air or surge chamber connected to the pressure line ahead of the gauge. The use of an orifice plate is not recommended because it may introduce error due to non-linear damping. A valved bypass around any throttling device shall be provided and kept open except for the short time during which readings are taken. Bending or pinching the connecting pipes or inserting any non-symmetrical throttling device (e.g. a valve) is not permitted.

3.3.4 Apparatus for pressure measurement

3.3.4.1 Types of apparatus

Apparatus for pressure measurements fall into two classifications:

- **primary methods** (or instruments), such as liquid column manometers (see 3.3.4.2), dead weight manometers (see 3.3.4.3) and pressure weighbeams (see 3.3.4.4); these methods use only measurements of fundamental quantities (length, mass) and thus do not need any calibration;
- **secondary methods** (or instruments), such as pressure transducers (see 3.3.4.5) and other apparatus such as spring gauges (see 3.3.4.6), which need to be calibrated against a primary method used as a standard.

The choice of the measuring apparatus shall take into account the requirements of an automatic data acquisition system. Often a combination of primary and secondary methods is applied.

The physical principles and typical examples of possible experimental set-ups are described in the following subclauses for various instruments.

3.3.4.2 Manomètre à colonne liquide (méthode primaire)

Les manomètres à colonne liquide sont utilisés pour la mesure de faibles pressions ou de faibles pressions différentielles (jusqu'à 5×10^5 Pa, lorsqu'on emploie du mercure comme liquide manométrique). On utilise principalement des manomètres à colonne d'eau ou de mercure (voir figures 33a, 33b et 33c). Dans certains cas, d'autres liquides de masse volumique connue peuvent être utilisés.

La pression mesurée avec un manomètre à colonne liquide est déterminée par la relation fondamentale suivante:

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

où

h est la hauteur de la colonne liquide;

ρ est la masse volumique du liquide utilisé dans le manomètre à la température de ce liquide.

Le tube d'un manomètre à colonne d'eau doit avoir un diamètre intérieur minimal de 12 mm dans l'étendue de mesure afin de minimiser les effets de la capillarité. Pour des manomètres à mercure, ce diamètre doit être d'au moins 8 mm.

Les types courants de manomètres à liquide pour mesurer des pressions effectives ou des pressions différentielles sont:

a) Les manomètres à une seule colonne

- pot à mercure avec tube vertical (figure 33a)

Si le manomètre est étalonné ou s'il est corrigé pour tenir compte de la variation du niveau h_1 dans le pot, il n'est besoin que de lire la hauteur h_2 dans la colonne.

- colonne d'eau (tube vertical) (figure 33b)

b) Les tubes en U

- tube en U normal (figure 33c)

Les hauteurs du liquide dans les deux colonnes doivent être lues simultanément, par exemple par lecture optique. Quelle que soit la combinaison de liquides, il faut utiliser les masses volumiques réelles des deux liquides manométriques.

3.3.4.2 Liquid column manometers (primary method)

Liquid column manometers are used to measure low pressures or small pressure differences (up to about 5×10^5 Pa, when mercury is used as the manometer liquid). Mostly water or mercury column manometers are used (see figures 33a, 33b and 33c). In some cases other liquids of known density may be used.

The pressure measured with a liquid column manometer is determined by the following basic relation:

$$p = \rho \cdot g \cdot h$$

where

h is the height of the liquid column;

ρ is the density of the liquid used in the manometer and taken for the temperature of this liquid.

The tube of a water column manometer shall have a minimum inside diameter of 12 mm in the measuring range to minimize capillary effects. For mercury manometers, this diameter shall be at least 8 mm.

Common types of liquid manometers for gauge pressure or differential pressure are:

a) single-limb manometer (standpipe)

- mercury pot with standpipe (figure 33a)

If the manometer is calibrated or corrected for the change in level h_1 in the pot, only the height h_2 in the single limb need be read.

- water column (standpipe) (figure 33b)

b) U-tube

- normal U-tube (figure 33c)

The heights of the liquid columns in the two legs shall be read simultaneously, which can be achieved by optical reading. Whatever combination of liquid is used, the correct densities of both manometric liquids shall be used.

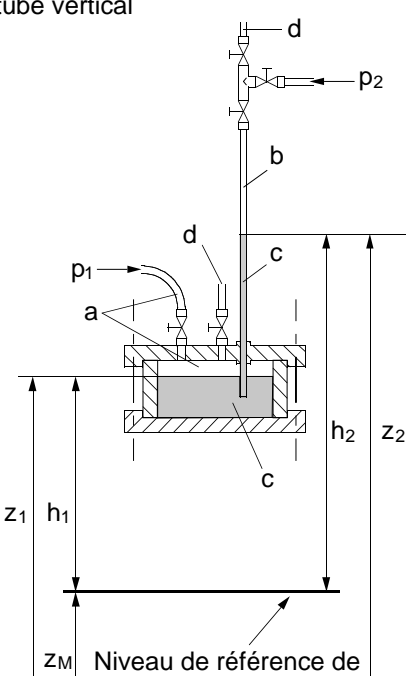
Manomètre	Pression effective $p_2 = p_{amb}$	Pression différentielle $p_2 \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
<p>Figure 33a - Pot à mercure avec tube vertical</p>  <p> p_M = pression au niveau de référence de l'instrument $p_M = g [\rho_{Hg} (h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ </p> <p> a = eau b = air c = mercure d = évent </p>		<p> $\Delta p = g (\rho_{Hg} - \rho) (h_2 - h_1)$ $\Delta p = g (\rho_{Hg} - \rho) (z_2 - z_1)$ </p> <p> a = eau b = eau c = mercure d = évent </p>

Figure 33 – Manomètre à colonne liquide (exemple de montage expérimental)
(Les valeurs de ρ , ρ_{Hg} et p_a sont données dans l'annexe B) (suite)

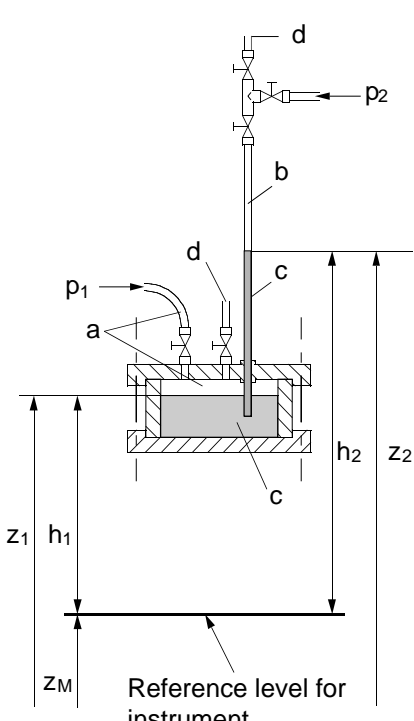
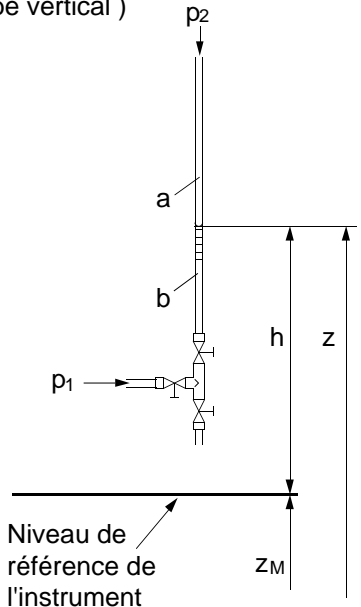
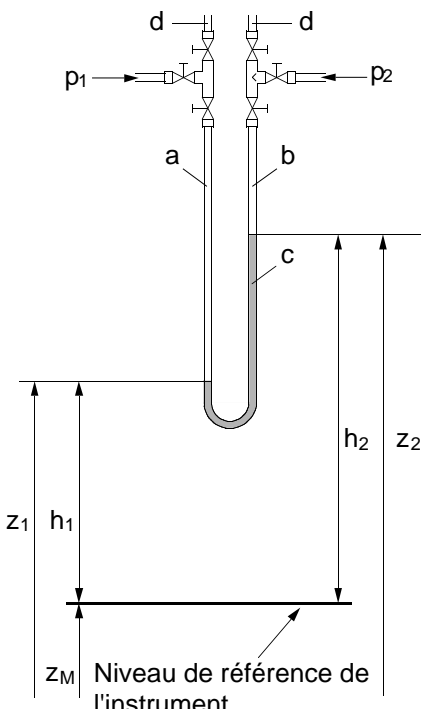
Manometer	Gauge pressure $p_2 = p_{amb}$	Differential pressure $p_2 \neq p_{amb}$
	$p = p_{abs} - p_{amb}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
<p>Figure 33a - Pot with standpipe</p>  <p>Labels in diagram: a, b, c, d, h1, h2, z1, z2, zM, p1, p2, Reference level for instrument.</p>	<p>$p_M = \text{pressure at the reference level of instrument}$</p> <p>$p_M = g [\rho_{Hg} (h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$</p> <p>a = water b = air c = mercury d = vent</p>	<p>$\Delta p = g (\rho_{Hg} - \rho) (h_2 - h_1)$ $\Delta p = g (\rho_{Hg} - \rho) (z_2 - z_1)$</p> <p>a = water b = water c = mercury d = vent</p>

Figure 33 – Liquid column manometer (example of experimental setup)
(values of ρ , ρ_{Hg} and ρ_a are given in annex B) (continued)

Manomètre	Pression effective $p_2 = p_{\text{amb}}$	Pression différentielle $p_2 \neq p_{\text{amb}}$
	$p = p_{\text{abs}} - p_{\text{amb}}$	$\Delta p = p_1 - p_2$
<p>Figure 33b - Colonne d'eau (tube vertical)</p>  <p>Niveau de référence de l'instrument</p>	<p> $p_M = g \cdot \rho \cdot h$ $h = z - z_M$ </p> <p>a = air b = eau</p>	<p>Non utilisable</p>
<p>Figure 33c - Tube en U normal</p>  <p>Niveau de référence de l'instrument</p>	<p> $p_M = \text{pression au niveau de référence de l'instrument}$ </p> <p> $p_M = g [\rho_{\text{Hg}} (h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ </p> <p>a = eau b = air c = mercure d = évent</p>	<p> $\Delta p = g (\rho_{\text{Hg}} - \rho) (h_2 - h_1)$ $\Delta p = g (\rho_{\text{Hg}} - \rho) (z_2 - z_1)$ </p> <p>a = eau b = eau c = mercure d = évent</p>

Figures 33 (fin)

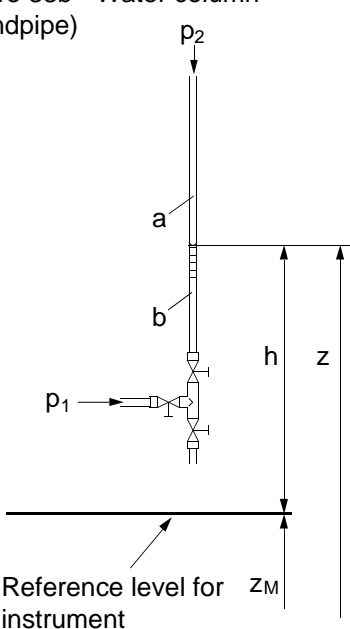
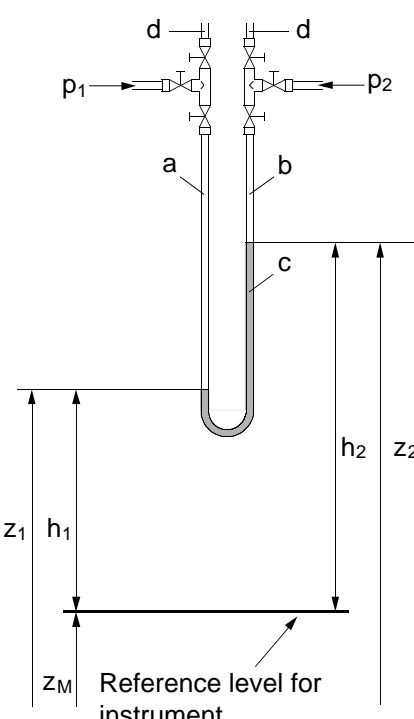
Manometer	Gauge pressure $p_2 = p_{amb}$ $p = p_{abs} - p_{amb}$	Differential pressure $p_2 \neq p_{amb}$ $\Delta p = p_1 - p_2$
<p>Figure 33b - Water column (standpipe)</p>  <p>Reference level for instrument</p>	$p_M = g \cdot \rho \cdot h$ $h = z - z_M$ $a = \text{air}$ $b = \text{water}$	Not applicable
<p>Figure 33c - U - tube</p>  <p>Reference level for instrument</p>	$p_M = \text{pressure at the reference level of instrument}$ $p_M = g [\rho_{Hg} (h_2 - h_1) + \rho h_1]$ $h_1 = z_1 - z_M$ $h_2 = z_2 - z_M$ $a = \text{water}$ $b = \text{air}$ $c = \text{mercury}$ $d = \text{vent}$	$\Delta p = g (\rho_{Hg} - \rho) (h_2 - h_1)$ $\Delta p = g (\rho_{Hg} - \rho) (z_2 - z_1)$ $a = \text{water}$ $b = \text{water}$ $c = \text{mercury}$ $d = \text{vent}$

Figure 33 (concluded)

3.3.4.3 Manomètres à poids (méthode primaire)

Les manomètres à poids (appelés aussi manomètres à piston) peuvent être du type simple ou différentiel. Leur domaine d'utilisation dépend de l'aire effective du piston A_e et de la sensibilité du système mécanique à piston relié à la pression à mesurer. Pour les faibles pressions ou les faibles différences de pression, on utilise de grandes aires effectives A_e (par exemple $A_e \approx 0,0005 \text{ m}^2$ pour des pressions descendant jusqu'à $3 \times 10^4 \text{ Pa}$ environ) et inversement (par exemple $A_e \approx 0,0001 \text{ m}^2$ pour des pressions supérieures à $2 \times 10^5 \text{ Pa}$).

Le diamètre effectif du piston d_e peut être déterminé comme étant la moyenne arithmétique du diamètre d_p du piston et de celui d_b de l'alésage: $d_e = (d_b + d_p) / 2$.

L'appareil peut être utilisé pour le calcul des pressions sans étalonnage supplémentaire si:

$$(d_b - d_p) / (d_b + d_p) \leq 0,001.$$

La pression p mesurée à l'extrémité inférieure du piston d'un manomètre à poids chargé avec une masse m est:

$$p = (gm) / A_e = (4gm) / (\pi d_e^2)$$

Les manomètres à poids doivent satisfaire aux principales conditions suivantes:

- le diamètre effectif d_e du piston doit être déterminé avec une incertitude relative $f_{de} < 5 \times 10^{-4}$;
- le frottement entre le piston et son alésage doit être éliminé au moyen d'une rotation lente du piston ($0,25 \text{ s}^{-1} \leq n \leq 2 \text{ s}^{-1}$), le cylindre devant être rempli d'un fluide convenable, normalement de l'huile de faible viscosité ($\nu \approx 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$);
- l'axe du piston doit être vertical. Toutes les masses agissantes (poids, piston, plateau à poids, etc.) doivent être étalonnées.

Pour utiliser un système d'acquisition des données, il est recommandé d'utiliser un montage combinant un manomètre à poids et un transducteur de pression ou de force (voir figure 34).

3.3.4.3 Dead weight manometers (primary method)

Dead weight manometers (also called piston manometers) may be of the simple or differential type. Their application range depends on the effective piston area A_e and on the sensitivity of the mechanical piston system related to the pressure to be measured. For low pressures or low pressure differences, large effective areas A_e are used (e.g. $A_e \approx 0,0005 \text{ m}^2$ for pressures down to about $3 \times 10^4 \text{ Pa}$) and vice versa (e.g. $A_e \approx 0,0001 \text{ m}^2$ for pressures $> 2 \times 10^5 \text{ Pa}$).

The effective piston diameter d_e may be determined as the arithmetic mean value of the piston diameter d_p and bore diameter d_b : $d_e = (d_b + d_p) / 2$.

This apparatus may be used for pressure calculation without further calibration if:

$$(d_b - d_p) / (d_b + d_p) \leq 0,001.$$

The pressure p measured at the lower end of the piston of a dead weight manometer loaded with the mass m is:

$$p = (gm) / A_e = (4gm) / (\pi d_e^2)$$

Dead weight manometers shall fulfil the following main conditions:

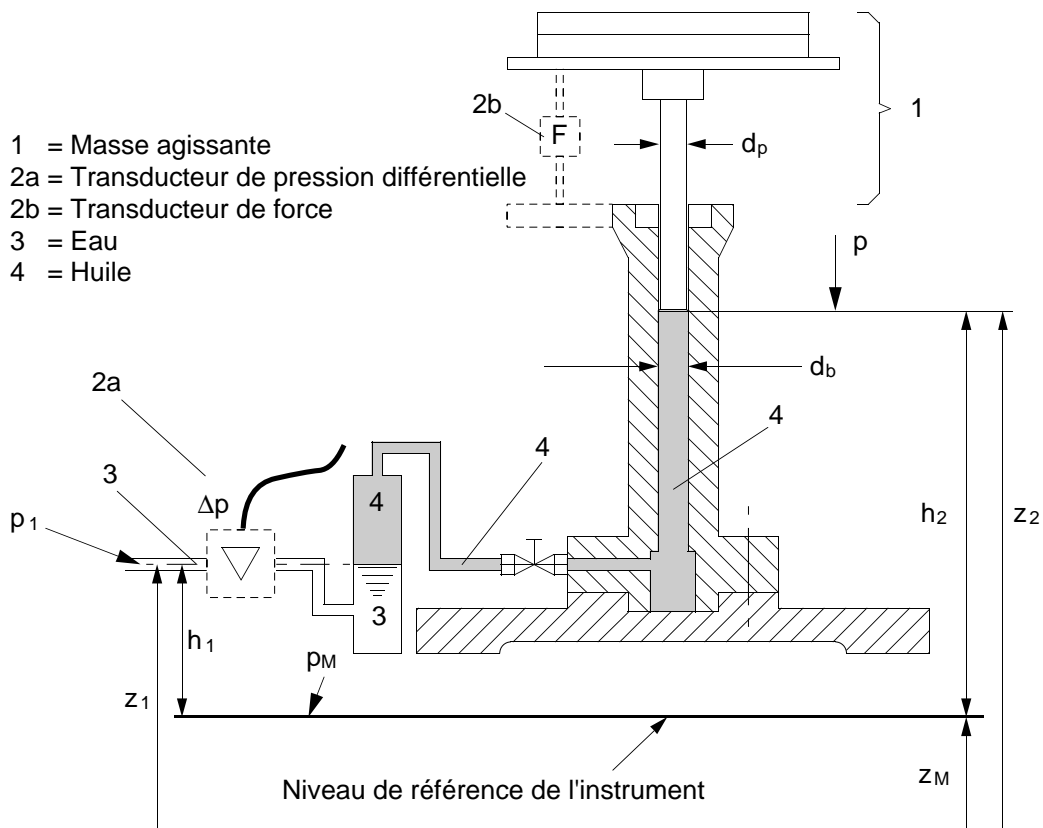
- the effective piston diameter d_e shall be determined within a relative uncertainty $f_{de} < 5 \times 10^{-4}$;
- the friction between piston and bore shall be eliminated by rotating the piston slowly ($0,25 \text{ s}^{-1} \leq n \leq 2 \text{ s}^{-1}$), and the cylinder shall be filled with a suitable fluid, usually by oil of low viscosity ($\nu \approx 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$);
- the axis of the piston shall be vertical. All the acting masses (weights, piston, weight plate etc.) shall be calibrated.

When using a data acquisition system, it is recommended to use a set-up combining a dead weight manometer with a pressure or force transducer (see figure 34).

La courbe de correction tenant compte de ces dispositions doit être établie soit par comparaison avec un manomètre à poids étalonné, sans compensation, soit à pression constante, en ajoutant de petits poids de masse appropriée afin que le compensateur indique le zéro.

Pour une acquisition automatique des données, on utilisera de préférence des manomètres à poids des types ci-dessus reliés à des transducteurs ou à des cellules de charge.

La sensibilité d'un manomètre à poids travaillant dans de bonnes conditions est inférieure à 0,002 kg, c'est-à-dire inférieure à $(0,02/A_e)$ Pa (par exemple $A_e = 0,0002 \text{ m}^2$, sensibilité 100 Pa).



$$h_1 = z_1 - z_M \quad h_2 = z_2 - z_M$$

$$p = (4mg) / (\pi d_e^2)$$

$$d_e = (d_b + d_p) / 2$$

Cas a: compensation par transducteur de pression différentielle

$$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{oil} g (h_2 - h_1) + \rho g h_1 + \Delta p$$

Cas b: compensation par transducteur de force

$$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{oil} g (h_2 - h_1) + \rho g h_1 + (4F) / (\pi d_e^2)$$

Figure 34 – Manomètre à poids avec compensation par transducteur de pression ou de force (exemple de montage expérimental)

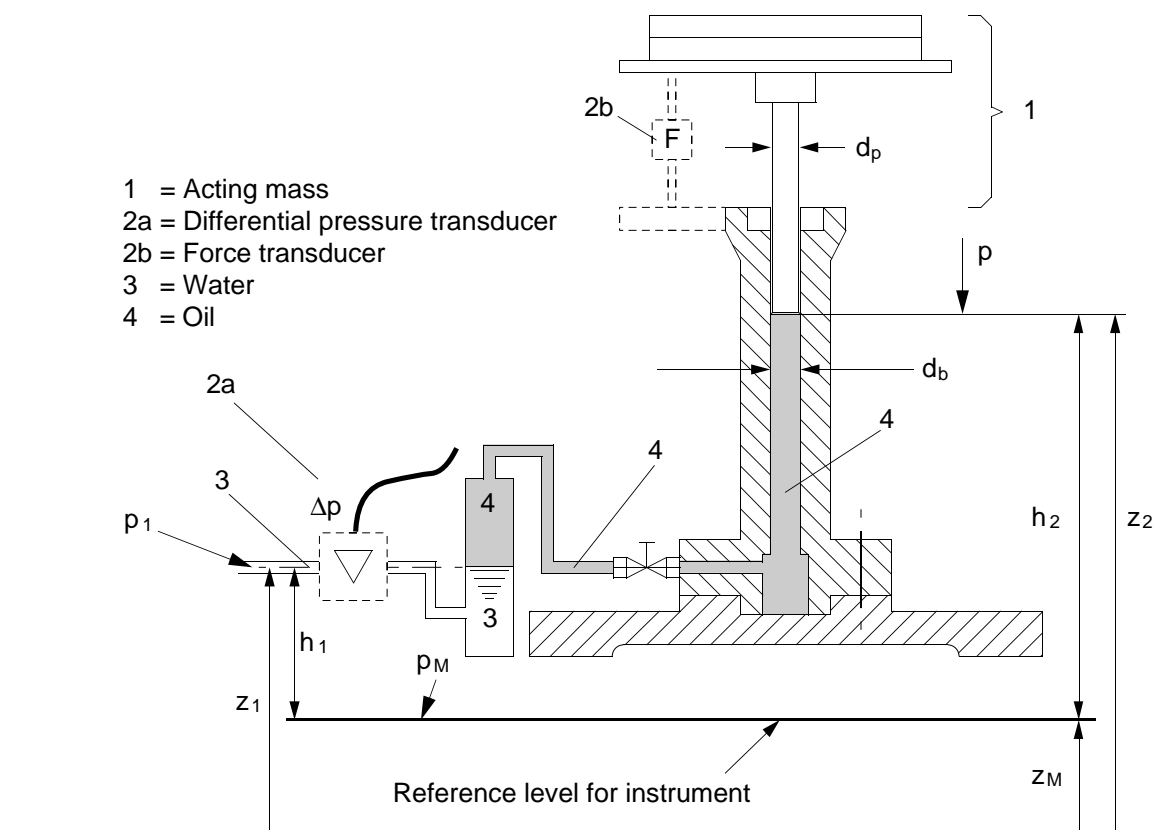
3.3.4.4 Balance de pression (méthode primaire)

Une extension du manomètre à poids est la balance de pression qui comprend un fléau monté sur des pivots sans frottement et portant sur un ou plusieurs manomètres à poids ou sur un manomètre à poids du type différentiel. La force exercée par le piston du manomètre à poids

The correction curve for these set-ups shall be determined either by checking them against a calibrated dead weight manometer without compensating devices or by loading the weight plate at constant pressure with additional small weights of calibrated appropriate mass, so that the indicator of the compensator indicates zero.

Dead weight manometers of the above type connected to transducers or load cells are preferred for use with automatic data acquisition.

The sensitivity of a dead weight manometer in good condition is less than 0,002 kg, i.e. less than $(0,02/A_e)$ Pa (e.g. $A_e = 0,0002 \text{ m}^2$, sensitivity: 100 Pa).



$$h_1 = z_1 - z_M \quad h_2 = z_2 - z_M$$

$$p = (4mg)/(\pi d_e^2)$$

$$d_e = (d_b + d_p) / 2$$

Case a: compensation by differential pressure transducer

$$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{oil} g (h_2 - h_1) + \rho g h_1 + \Delta p$$

Case b: compensation by force transducer

$$p_M = p_1 + \rho g h_1 = p + \rho_{oil} g (h_2 - h_1) + \rho g h_1 + (4F) / (\pi d_e^2)$$

**Figure 34 – Dead weight manometer with compensation by pressure or force transducer
(example of experimental set-up)**

3.3.4.4 Pressure weighbeam (primary method)

An extension of the dead weight manometer is the pressure weighbeam which comprises a weighbeam mounted on frictionless pivots, and bearing on one or more weight manometers or a differential type of weight manometer. The force exerted by the piston of the weight

est équilibrée par un cavalier mobile le long du fléau (figure 35). Le fléau et le cavalier peuvent être actionnés manuellement ou automatiquement par un servomécanisme approprié. La balance de pression est essentiellement une méthode primaire; dans certains cas, il peut toutefois être nécessaire de l'étalonner.

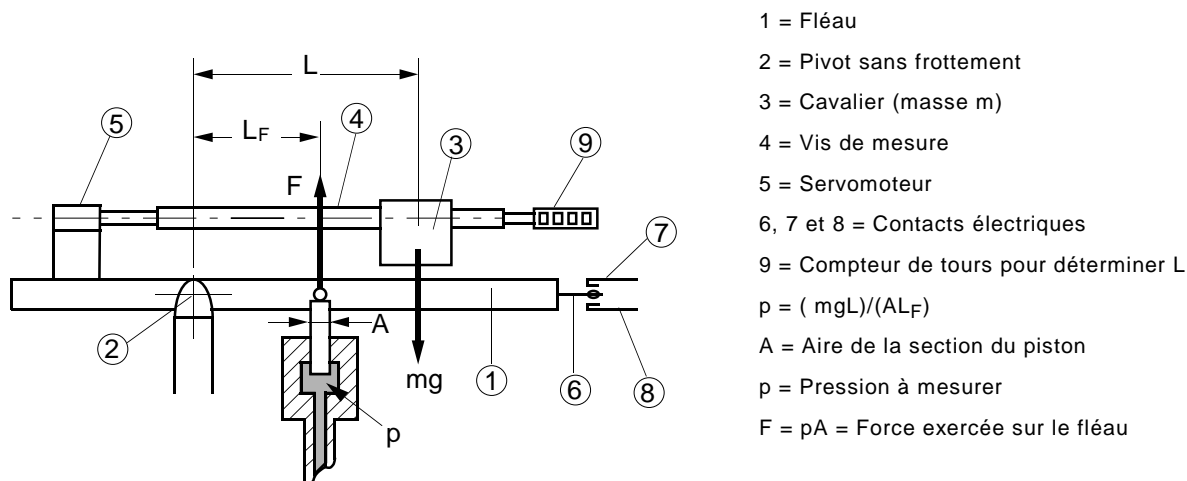


Figure 35 – Balance de pression (exemple de montage expérimental)

3.3.4.5 Transducteurs de pression (méthode secondaire)

Les transducteurs de pression sont des dispositifs électromécaniques dans lesquels des effets mécaniques produits par la pression sont convertis en signaux électriques.

Bien que les transducteurs de pression soient aussi utilisés pour mesurer des fluctuations de pression, le présent paragraphe ne traite que des mesures statiques de pression dans des conditions établies, afin d'obtenir la valeur moyenne.

L'étendue de mesure du transducteur de pression doit être choisie en fonction de la pression à mesurer.

Quelques-uns des avantages liés à l'utilisation de transducteurs de pression sont les suivants:

- il est facile de les intégrer à un système électronique d'acquisition de données;
- ils n'exigent en général que des débits négligeables à travers les prises de pression, fournissant ainsi une réponse rapide et précise;
- les valeurs moyennes de pression ou de pression différentielle fluctuante, ainsi que des enregistrements de phénomènes transitoires sont aisément obtenus en utilisant un équipement électronique courant.

Il convient que les transducteurs de pression aient les caractéristiques suivantes:

- stabilité suffisante de l'étalonnage;
- grande reproductibilité, hystérésis négligeable;
- faible dérive du zéro et faible sensibilité à la température;
- pas d'effet systématique dû à l'augmentation de la pression de ligne.

Il est recommandé d'effectuer des mesures avec et sans filtre sur l'équipement électronique de manière à s'assurer qu'il n'y a pas de distorsions quand les filtres sont en service.

Les chaînes complètes des transducteurs de pression doivent être étalonnées sous les pressions à mesurer lors des essais. L'exactitude d'un transducteur sera déterminée essentiellement par l'exactitude de l'étalonnage. Celui-ci doit être effectué par rapport à une méthode primaire, par exemple un manomètre à poids, permettant de vérifier les mesures fournies par la chaîne du transducteur à n'importe quel moment des essais.

manometer is balanced by a jockey weight moving along the weighbeam (figure 35). The operation of the weighbeam and jockey weight may be by hand or by an automatic servobalance system. The pressure weighbeam is in principle a primary method but in some cases needs to be calibrated.

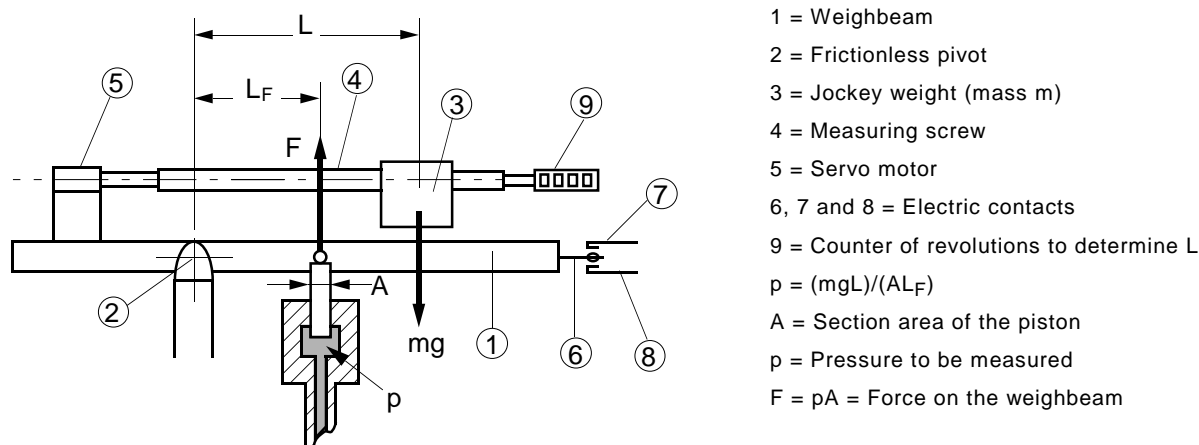


Figure 35 – Pressure weighbeam (example of experimental set-up)

3.3.4.5 Pressure transducers (secondary method)

Pressure transducers are electromechanical devices in which mechanical effects produced by pressure are converted into electrical signals.

Although pressure transducers are also used for measuring pressure fluctuations, this subclause deals only with static pressure measurements in steady state conditions, in order to obtain the mean value.

Depending on the pressure to be measured, the appropriate range for the pressure transducer shall be selected.

Some advantages in using pressure transducers are:

- easy integration into electronic data acquisition systems;
- they usually require negligible fluid flow through pressure taps thus providing rapid and accurate response;
- average values of fluctuating pressure or pressure differences, as well as records of transient phenomena, are easily obtained using readily available electronic equipment.

The pressure transducers should have the following characteristics:

- sufficient calibration stability;
- high repeatability, negligible hysteresis;
- low zero shift and low temperature sensitivity;
- no influence by bias effect when charged by pressure.

Operation with and without filters on the electronic equipment should be conducted to ascertain the absence of bias when filters are operating.

The complete pressure transducer system shall be calibrated under the test pressure conditions. The accuracy of a transducer will mainly be determined by the accuracy of the calibration. The calibration shall be carried out using a primary method, for example a dead weight manometer, which allows checking of the measurements of the transducer system at any time during the test.

Pour réduire l'incertitude systématique, on peut aussi recommander d'installer deux chaînes semblables en parallèle, et de prendre des lectures simultanées durant l'essai. Les transducteurs et leurs chaînes doivent être contrôlés avant et après l'essai, et quand les deux chaînes donnent des indications dont l'écart est supérieur à l'incertitude systématique, une comparaison avec une méthode primaire doit être effectuée.

3.3.4.6 Autres appareils, tels qu'un manomètre à ressort (méthode secondaire)

Ce type de manomètre utilise la déflexion mécanique d'un tube (en boucle simple ou spirale) ou d'une membrane pour indiquer la pression. L'étendue de mesure du manomètre à ressort doit être choisie en fonction de la pression à mesurer. Il peut être utilisé par accord entre les parties, pour autant que l'appareil soit d'une exactitude suffisante, utilisé dans son étendue de mesure optimale (normalement entre 60 % et 100 % de la pleine échelle) et convenablement étalonné avant et après l'essai par comparaison avec une méthode primaire.

3.3.5 Etalonnage des appareils de mesure de pression

3.3.5.1 Procédure générale d'étalonnage

Comme il a déjà été dit, une pression mesurée par une méthode secondaire (manomètre à ressort ou transducteur) doit être contrôlée ou étalonnée. Ceci peut être fait par comparaison avec une méthode primaire (voir 3.3.4.2 et 3.3.4.3) ou avec la pression statique déduite d'une mesure de niveau libre telle que décrite en 3.3.5.2, ou encore avec un étalon agréé.

Il peut aussi être utile de contrôler l'influence de la chaîne de mesure et d'acquisition des données au moyen d'un étalonnage dynamique mettant en oeuvre un générateur de fluctuations de pression à fréquence variable ayant une valeur moyenne connue, afin de s'assurer que la valeur moyenne d'une mesure de pression statique n'est pas systématiquement biaisée.

3.3.5.2 Comparaison de la pression effective avec une pression statique déterminée déduite de la mesure d'un niveau libre

Avant et après l'essai de réception et aussi si nécessaire en cours d'essai, les lectures du manomètre, p_M , peuvent être comparées avec la pression statique à débit nul déduite de la mesure d'un niveau libre, en tenant compte de la poussée aérostique de l'air sur l'eau:

$$p = (\rho - \rho_a)g \cdot \Delta z$$

3.3.6 Mesures de vide

3.3.6.1 Prescriptions générales

Pour les mesures de vide, toutes les prescriptions des paragraphes 3.3.2 à 3.3.4 s'appliquent, à l'exception de ce qui est mentionné en 3.3.6.2.

3.3.6.2 Tuyauteries de raccordement pour les mesures de vide

Les tuyauteries de raccordement doivent ou bien être complètement remplies d'eau, ou bien, si on utilise de l'air, être transparentes pour permettre d'observer l'éventuel niveau de l'eau. Ces tuyauteries, lorsqu'elles sont remplies d'eau, doivent être purgées soigneusement et fréquemment entre les points d'essai pour chasser l'air se dégageant de l'eau ou entrant par les prises de pression et pour maintenir l'eau contenue dans les tuyauteries manométriques à la même température que dans le circuit. Toutes les tuyauteries et leurs raccords doivent être étanches à l'air (exempts de fuites). Des tuyaux flexibles ne peuvent être utilisés pour ces raccordements que s'ils sont assez rigides pour éviter d'être déformés ou écrasés par la pression ambiante. Des tuyaux en matière plastique transparente sont très pratiques pour permettre de voir les bulles d'air.

To reduce the systematic uncertainty, it is also recommended to install two similar transducer systems in parallel and to take simultaneous readings during the test. The transducer systems are to be checked before and after the tests and if the two systems show readings that differ more than their systematic uncertainty, a comparison with a primary method shall be effected.

3.3.4.6 Other apparatus such as a spring pressure gauge (secondary method)

This type of gauge uses the mechanical deflection of a loop of tubing (plan or spiral) or of a diaphragm to indicate pressure. Depending on the pressure to be measured, the corresponding range for a spring pressure gauge shall be selected. It may be used by mutual agreement provided the gauge is of suitable accuracy, is used within its optimum measuring range (usually between 60 % and 100 % of full scale) and is suitably calibrated against a primary method before and after the test.

3.3.5 Calibration of pressure measurement apparatus

3.3.5.1 General procedure of calibration

As already mentioned, the pressure measured with secondary methods (spring gauges or transducers) shall be checked or calibrated. This can be done by comparison against primary methods (see 3.3.4.2 and 3.3.4.3) or by comparison with the static pressure obtained by a free water level as described in 3.3.5.2, or with an authorized standard.

It might also be useful to check the influence of the measuring and data acquisition system by means of a dynamic calibration, utilizing a pressure fluctuation generator of variable frequency and known average value, to ensure that no bias exists to affect the average value of the static pressure measurement.

3.3.5.2 Comparison of gauge pressures with a well defined static pressure obtained from free water level

Before and after the acceptance test and, if necessary, during the test, the readings of the pressure gauge p_M may be compared with the static pressure for zero discharge, obtained from a free water level taking into account the buoyancy of water in air:

$$p = (\rho - \rho_a) g \cdot \Delta z$$

3.3.6 Vacuum measurements

3.3.6.1 General requirements

For vacuum measurements, 3.3.2 to 3.3.4 also apply, except as indicated in 3.3.6.2.

3.3.6.2 Gauge piping for vacuum measurements

The gauge piping shall either be completely filled with water or, if air is used, shall be transparent to permit observation of the water level, if present. Such pipes, when filled with water, shall be flushed carefully and frequently between runs to remove any air coming out of solution or entering through the pressure tap and to maintain the water in the gauge piping at the same temperature as in the conduit. All piping and connections shall be airtight (free from leaks). Flexible pipes may be used as gauge pipes only if they are sufficiently rigid to avoid distortion or collapse by ambient pressure. Transparent plastic tubing is very convenient for observing air bubbles.

3.3.7 Incertitude sur les mesures de pression

Estimations des incertitudes systématiques absolues e_p (au niveau de confiance de 95 %) que l'on peut escompter¹⁾:

– manomètres à colonnes liquides:

mercure / eau $\pm 50 \text{ Pa à } \pm 300 \text{ Pa}$

air / eau $\pm 10 \text{ Pa à } \pm 50 \text{ Pa}$

– manomètres à poids $\pm (1 \text{ à } 3) \times 10^{-3} p$

– balances de pression $\pm (2 \text{ à } 5) \times 10^{-3} p$

– manomètres à ressort $\pm (3 \text{ à } 10) \times 10^{-3} p_{\max}^{2)}$

– transducteurs de pression $\pm (1 \text{ à } 5) \times 10^{-3} p_{\max}^{2)}$

3.4 Mesurage du niveau libre ³⁾

3.4.1 Généralités

En général, il est recommandé de fonder la détermination de l'énergie hydraulique massique d'une machine modèle sur des mesures de pression dans les conduits hydrauliques, conformément à 3.5.1.2.

Cependant, sur les boucles d'essai ayant des niveaux libres stables, on peut déterminer l'énergie hydraulique massique à partir de mesures des niveaux d'eau (voir 3.5.3.3).

La mesure des niveaux libres est nécessaire aussi pour certaines méthodes de mesure du débit (voir par exemple 3.2.2.2, 3.2.2.3 et 3.2.3.2).

3.4.2 Choix des sections de mesurage du niveau libre

La section de mesure pour la détermination d'un niveau libre doit être choisie afin de satisfaire aux conditions suivantes:

- a) si aucune prescription particulière relative à la similitude n'entre en jeu, l'arrangement du modèle doit assurer un écoulement régulier et exempt de perturbations. En particulier, les surfaces libres de l'eau aux sections de mesurage doivent être stables. Une submersion suffisante doit donc être prévue;
- b) l'aire utilisée pour déterminer la vitesse moyenne de l'eau doit être définie avec précision et facilement mesurable.

3.4.3 Nombre des points de mesurage dans une section

La mesure du niveau libre doit être obtenue si possible en au moins deux points dans chaque section de mesurage ou dans chaque pertuis d'une section de mesurage ramifiée, et la moyenne des valeurs lues sera prise comme niveau libre de l'eau.

¹⁾ Ces valeurs sont valables pour des essais dans des conditions de pression stables. Il faut noter que les fluctuations de pression du côté haute pression d'une pompe peuvent être importantes et plus ou moins dissymétriques, de sorte que si elles ne sont pas amorties correctement (voir 3.3.3.4), les incertitudes peuvent être accrues.

²⁾ p_{\max} est la lecture de l'appareil à pleine échelle.

³⁾ Voir aussi ISO 4373.

3.3.7 Uncertainty in pressure measurements

Estimations for the absolute systematic uncertainties e_p (at 95 % confidence level) that could be expected¹⁾:

- liquid column manometers

mercury / water	$\pm 50 \text{ Pa to } \pm 300 \text{ Pa}$
water / air	$\pm 10 \text{ Pa to } \pm 50 \text{ Pa}$
- dead weight manometers $\pm (1 \text{ to } 3) \times 10^{-3} p$
- pressure weighbeams $\pm (2 \text{ to } 5) \times 10^{-3} p$
- spring pressure gauges $\pm (3 \text{ to } 10) \cdot 10^{-3} p_{\max}^{2)}$
- pressure transducers $\pm (1 \text{ to } 5) \cdot 10^{-3} p_{\max}^{2)}$

3.4 Free water level measurement ³⁾

3.4.1 General

In general, the determination of the specific hydraulic energy of the model machine should be based on pressure measurement within the water passages in accordance with 3.5.1.2.

In test stands with free and stable water levels, the specific hydraulic energy can be determined on the basis of measurements of the free water levels (see 3.5.3.3).

The measurement of free water levels is also necessary for some methods of discharge measurements (see, for example, 3.2.2.2, 3.2.2.3 and 3.2.3.2).

3.4.2 Choice of water level measuring sections

The measuring section for the determination of a free water level shall be chosen to satisfy the following requirements:

- a) if no special similarity requirements are imposed, the model shall be arranged so that the flow is steady and free of disturbances. Especially, the free water surfaces at the measuring sections shall be stable. Sufficient submergence should therefore be provided;
- b) the area used to determine the mean water velocity shall be accurately defined and readily measurable.

3.4.3 Number of measuring points in a measuring section

Measurement of free water levels shall be obtained where possible for at least two points in every measuring section or in each passage of a multiple passage measuring section and the average of the readings taken as the free water level.

¹⁾ These values are valid for stable pressure conditions. It should be noted that pressure fluctuations at a pump high pressure side can be important and more or less unsymmetrical, so that when they are not correctly damped (see 3.3.3.4), the uncertainties may be increased.

²⁾ p_{\max} is the full-scale reading of the instrument.

³⁾ See also ISO 4373.

3.4.4 Appareillage de mesure

Les niveaux libres sont généralement mesurés à partir d'un niveau de référence de l'appareil de mesure z_M , déterminé par rapport aux autres niveaux de référence à l'aide d'un instrument de grande précision.

En général, la mesure du niveau libre ne se fait pas directement dans la section mais dans un puits de tranquillisation relié à la section de mesurage comme le montre la figure 36.

3.4.4.1 Limnimètre à pointe ou à crochet

Des limnimètres à pointe ou à crochet (voir figure 37) peuvent être utilisés pour déterminer le niveau d'une eau calme, de préférence dans des puits de tranquillisation ou directement dans l'écoulement si le niveau libre est particulièrement tranquille. Au lieu de l'indication visuelle normale du contact avec l'eau, on peut employer des indicateurs électriques, optiques ou autres, pourvu qu'ils soient étalonnés par rapport à la méthode visuelle directe.

3.4.4.2 Limnimètre à flotteur

On peut utiliser un limnimètre à flotteur quand le niveau d'eau varie de façon importante. Le flotteur doit avoir un diamètre minimal de 150 mm. Une dimension minimale de 200 mm est appropriée pour le puits de tranquillisation. L'appareil doit être sensible à un déplacement manuel de 1 mm au plus par rapport à sa position correcte (résolution de $\pm 0,001$ m).

3.4.4.3 Appareil de mesure de la pression

Un transducteur de pression immergé ou tout autre appareil de mesure de la pression y compris un manomètre à liquide (tube droit) peut être utilisé pour déterminer le niveau libre (voir 3.3). La pression indiquée doit être contrôlée en l'absence d'écoulement.

3.4.4.4 Bulle à bulle à air comprimé

On peut aussi déterminer le niveau libre au moyen de la pression dans un tube alimenté en air comprimé: c'est ce qu'on appelle la technique du «bulle à bulle» (pour des informations détaillées, voir CEI 60041).

3.4.4.5 Autres méthodes

On peut utiliser d'autres méthodes, par exemple des appareils à ultrasons ou des méthodes capacitatives, pour autant qu'elles respectent l'exactitude requise (voir 3.4.5).

3.4.4 Measuring apparatus

Commonly, a free water level is measured from a reference level z_M of the instrument, determined by means of a high precision instrument in relation to other reference levels.

The free water level is generally not measured directly in the section but in a stilling well connected to the measuring section as shown in figure 36.

3.4.4.1 Point or hook gauge

Point or hook gauges (see figure 37) may be used to determine the level of calm water, preferably in stilling wells or directly in the flow if the free level is particularly undisturbed. In place of the normal visual indication of contact with the water, electrical, optical or other indicators may be used, provided they are calibrated against the direct visual method.

3.4.4.2 Float gauge

Float gauges may be used where the water level varies a great deal. The float diameter shall be at least 150 mm. The minimum dimension of a stilling well shall be 200 mm. Gauges shall be sensitive within 1 mm when manually displaced from the true reading (resolution of $\pm 0,001$ m).

3.4.4.3 Pressure measuring device

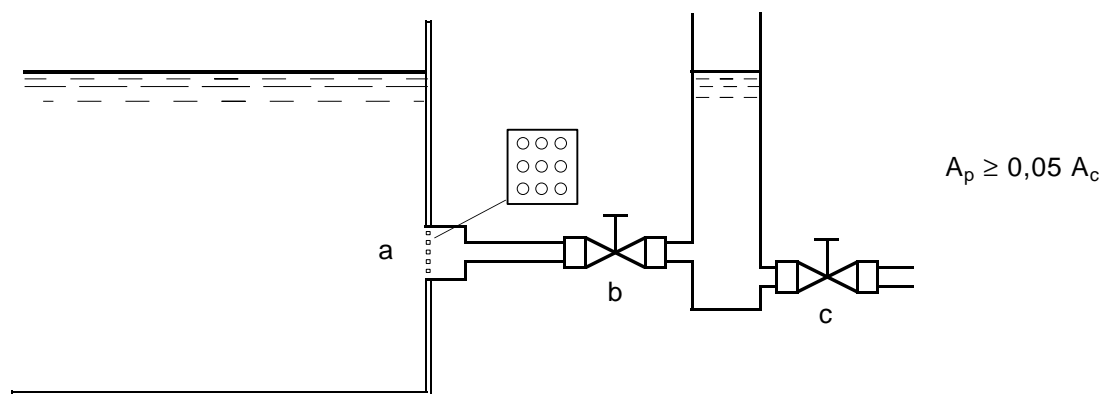
Immersible pressure transducers or any other pressure measuring device, including liquid manometers (standpipe) may be used (see 3.3) to determine the free water level. The pressure indication shall be checked with no water flowing.

3.4.4.4 Bubbler with compressed air

The free water level may also be determined by means of the pressure inside a tube filled with compressed air, the so-called gas purge "bubbler" technique (for detailed information see IEC 60041).

3.4.4.5 Other methods

Other methods may be used, for example ultrasonic devices and capacitive methods, as long as they meet the required accuracy (see 3.4.5).



- a Plaque perforée, arasée à la paroi
- b Vanne d'isolement
- c Vanne de purge
- A_p Aire transversale totale des perforations
- A_c Aire transversale du puits

Figure 36 – Puits de tranquillisation

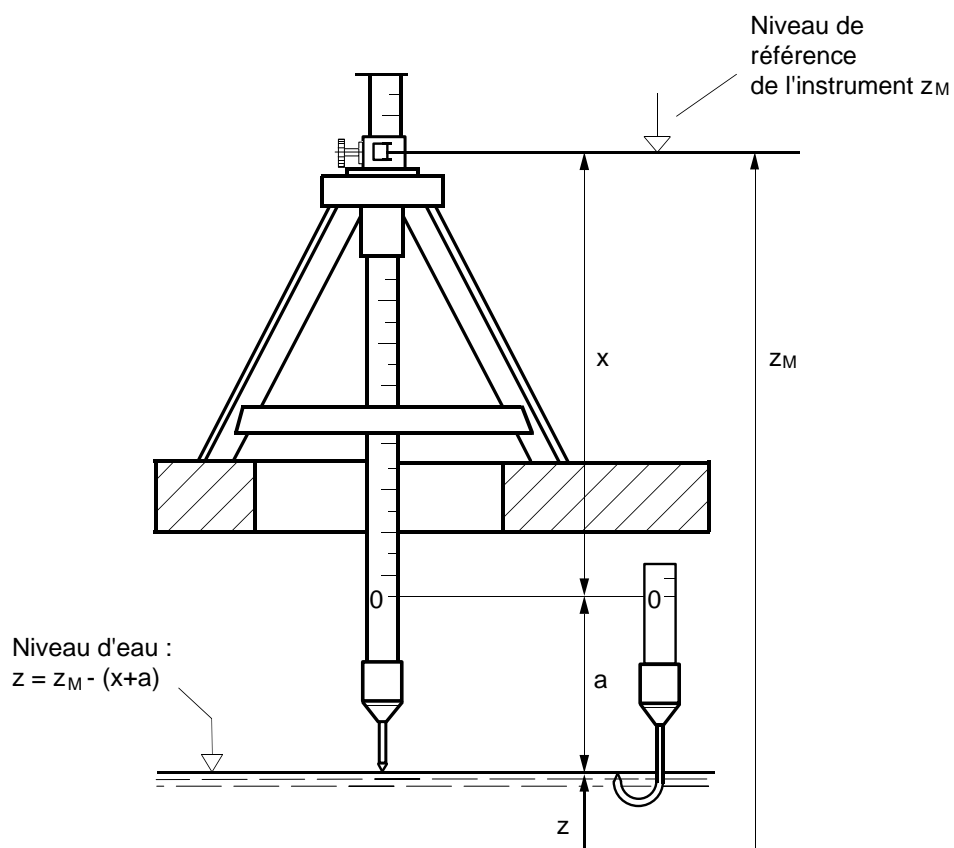


Figure 37 – Limnimètre à pointe ou à crochet

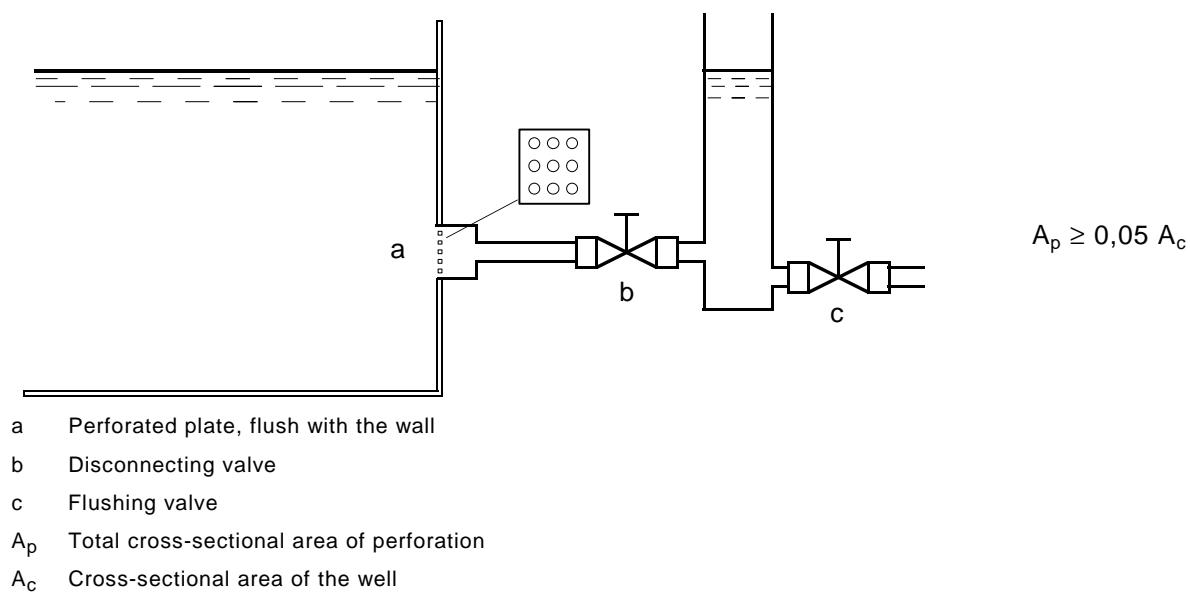


Figure 36 – Stilling well

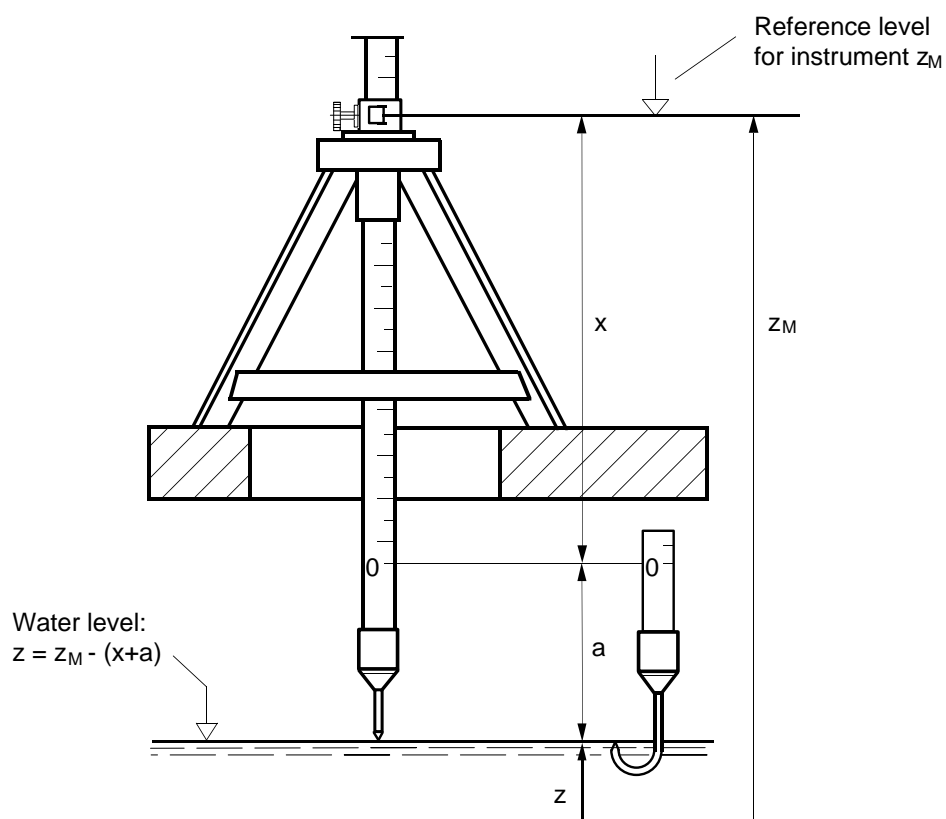


Figure 37 – Point and hook gauges

3.4.5 Incertitudes sur les mesures de niveau libre

Estimations des incertitudes systématiques absolues, e_z (au niveau de confiance de 95 %) que l'on peut escompter quand les conditions d'écoulement sont calmes et la vitesse au plus égale à 1,0 m/s (la valeur inférieure se rapporte à une vitesse voisine de 0):

- limnimètres à pointe ou à crochet $\pm 0,001 \text{ m à } \pm 0,003 \text{ m}$
- limnimètres à flotteur $\pm 0,001 \text{ m à } \pm 0,003 \text{ m}$
- transducteurs de pression immergés $\pm (0,5 \text{ à } 5) \times 10^{-3} z_{\max}^{1)}$
- bulle à bulle $\pm 0,001 \text{ m à } \pm 0,003 \text{ m}$
- appareils à ultrasons $\pm 0,002 \text{ m à } \pm 0,010 \text{ m}$

Dans un écoulement très turbulent avec $v > 1,0 \text{ m/s}$, par exemple près de la sortie de l'aspirateur d'une turbine, les incertitudes peuvent être beaucoup plus grandes.

3.5 Détermination de E et NPSE

3.5.1 Généralités

3.5.1.1 Objet

L'énergie hydraulique massique de la machine E doit être déterminée lors de tout essai sur modèle de machine hydraulique; l'énergie massique nette à l'aspiration NPSE n'est déterminée que s'il en est besoin. Les grandeurs nécessaires à la détermination de E et de NPSE sont mesurées en tant que moyennes temporelles dans des conditions de régime permanent. Les formules permettant de les calculer sont données en 1.3.3.6.2 et 1.3.3.6.5 respectivement.

L'annexe C explique comment la formule de E a été établie.

3.5.1.2 Méthode de détermination

Pour déterminer l'énergie hydraulique massique à laquelle est soumise la machine modèle, il est nécessaire d'évaluer l'énergie massique de l'eau dans les sections de référence haute et basse pression. Pour l'énergie massique nette à l'aspiration, l'énergie hydraulique massique de l'eau est évaluée dans la section de référence basse pression par rapport à un niveau spécifié. Chaque fois que possible, on s'efforcera de déterminer la pression absolue, la vitesse moyenne et l'altitude directement dans les sections de référence, en particulier du côté basse pression où la pression doit être mesurée à l'intérieur de l'aspirateur. Dans certains cas, par suite d'une instrumentation particulière de l'essai sur modèle, on peut convenir d'un commun accord de choisir une section de mesurage située aussi près que possible de la section de référence correspondante ou même de remplacer les mesures de pression par des mesures de niveau libre. Le mesurage des pressions est décrit en 3.3, tandis que celui des niveaux libres, rarement utilisé lors d'essais sur modèle, est décrit en 3.4.

3.5.1.3 Conditions de régime permanent et nombre de lectures

Les lectures requises pour déterminer l'énergie hydraulique massique ne doivent se faire que lorsque les conditions de régime permanent définies au paragraphe 2.3.2.3.1 sont établies, et à intervalles réguliers. Le nombre de lectures et les intervalles les séparant doivent conduire à une approximation suffisamment bonne de la valeur moyenne, en tenant compte des caractéristiques du système d'acquisition des données (voir 2.3.2.3 et 3.1).

¹⁾ z_{\max} est la lecture de l'appareil à pleine échelle.

3.4.5 Uncertainty in free water level measurement

Estimations for the absolute systematic uncertainties e_z (at 95 % confidence level) that could be expected in the case of calm water conditions and velocity smaller than or equal to 1,0 m/s (the lower value referring to a velocity close to zero):

- point or hook gauges $\pm 0,001 \text{ m to } \pm 0,003 \text{ m}$
- float gauges $\pm 0,001 \text{ m to } \pm 0,003 \text{ m}$
- immersible pressure transducers $\pm (0,5 \text{ to } 5) \times 10^{-3} z_{\max}^1)$
- bubbler with compressed air $\pm 0,001 \text{ m to } \pm 0,003 \text{ m}$
- ultrasonic device $\pm 0,002 \text{ m to } \pm 0,010 \text{ m}$

In the case of very turbulent flow and $v > 1,0 \text{ m/s}$, for example near the outlet of a turbine draft tube, the uncertainties may be considerably higher.

3.5 Determination of E and NPSE

3.5.1 General

3.5.1.1 Object

The specific hydraulic energy E of the machine shall be determined in any test on a hydraulic model machine and the net positive suction specific energy NPSE determined when required. The quantities for the determination of E and NPSE are measured at steady-state conditions as an average over time. The formulae for their evaluation are given in 1.3.3.6.2 and 1.3.3.6.5 respectively.

Annex C provides the derivation of the formula for E.

3.5.1.2 Method of determination

To determine the specific hydraulic energy acting on the model machine, it is necessary to evaluate the specific energy of water in the high pressure and low pressure reference sections. For the net positive suction specific energy, the specific energy of water is evaluated in the low pressure reference section with reference to a specified level. Whenever possible, the absolute pressure, the mean velocity and the elevation should be directly determined in the reference sections, in particular at the low pressure side where the pressure shall be measured within the draft tube. In some cases, due to special model test equipment, it can be mutually agreed to choose a measuring section located as near as possible to the corresponding reference section or even to replace pressure measurements by free water level measurements. The measurement of the pressure is described in 3.3, whereas the measurement of free water level, although seldom used for model tests, is described in 3.4.

3.5.1.3 Steady-state conditions and number of readings

Readings required to determine the specific hydraulic energy shall be taken at regular intervals and when steady-state conditions prevail as defined in 2.3.2.3.1. The number of readings and the intervals between them shall provide for a sufficiently good approximation of the mean value, taking into account the performance of the data acquisition system (see 2.3.2.3 and 3.1).

¹⁾ z_{\max} is the full scale reading of the instrument.

3.5.2 Détermination de l'énergie hydraulique massique E

3.5.2.1 Sections de mesurage

3.5.2.1.1 Généralités

Les conditions de base pour obtenir une détermination précise de l'énergie hydraulique massique sont décrites en 3.5.1.2. Les caractéristiques requises pour le choix d'une section de mesurage de la pression sont données en 3.3.2.

3.5.2.1.2 Sections de mesurage décalées

Les essais de réception sur modèle seront généralement effectués en faisant les mesures dans les sections de référence spécifiées au contrat. Ce n'est que dans des cas exceptionnels que les sections de mesurage pourront être décalées par rapport aux sections de référence. Ceci peut apparaître nécessaire s'il survient dans une section de référence des perturbations de l'écoulement dues à la machine ou aux conditions d'alimentation; un tel décalage doit faire l'objet d'un accord entre les parties. Dans de tels cas, si cela est contractuellement admis, on peut aussi modéliser les éléments qui influent sur la structure de l'écoulement.

Exemples

Pour des pompes, il convient de décaler la section de mesurage haute pression si les répartitions des pressions et des vitesses sont telles qu'il puisse en résulter des erreurs significatives dans le calcul de l'énergie hydraulique massique à partir de leurs valeurs moyennes. Placer la section de mesurage à une distance de la pompe égale à quelques diamètres de conduite améliorera généralement la fiabilité des mesures.

Pour des turbines, la présence d'une vanne papillon près de la section de référence haute pression peut nécessiter de décaler la section de mesurage, car il est difficile de prévoir l'effet de la vanne sur la mesure.

3.5.2.1.3 Correction de l'énergie hydraulique massique pour des sections de mesure décalées

Quand la section de mesure n'est pas la section de référence, la perte d'énergie hydraulique massique entre ces deux sections doit être prise en compte en faisant intervenir la direction de l'écoulement, la répartition des vitesses et la position relative des deux sections. L'évaluation de cette perte peut se fonder sur des connaissances théoriques et/ou sur des expériences pratiques.

Avant de décider d'utiliser une section de mesure décalée, on doit examiner l'incertitude introduite par l'évaluation de la perte d'énergie hydraulique massique comparée à celle due à des conditions de mesure défavorables à la section de référence.

3.5.2.2 Niveaux de référence

3.5.2.2.1 Plan de référence

Toutes les altitudes sont à exprimer par rapport à un plan de référence tel que le niveau de référence de la boucle d'essai ou celui de la machine (voir 1.3.3.7.6). Un exemple montrant les altitudes et hauteurs principales est donné dans la figure 38.

3.5.2.2.2 Différences d'altitude

Il est seulement important d'établir avec précision les différences d'altitude. La différence d'altitude la plus importante pour des essais sur modèle est la différence entre le niveau de référence de la machine z_r et le niveau de référence de l'appareil de mesure de pression z_M : $Z_{rM} = z_r - z_M$. Si le niveau de référence de tous les appareils de mesure de pression est le même, et si ce niveau est pris comme plan de référence, alors $Z_{rM} = z_r$ (voir figure 38).

3.5.2 Determination of the specific hydraulic energy E

3.5.2.1 Measuring sections

3.5.2.1.1 General

The basic conditions to achieve an accurate determination of the specific hydraulic energy are described in 3.5.1.2. Requirements for the choice of a pressure measuring section are given in 3.3.2.

3.5.2.1.2 Shifted measuring sections

Model acceptance tests will generally be conducted with measurements at the reference sections of the machine which are specified in the contract. Only in exceptional cases may the measuring sections be different from the reference sections. This may become necessary if flow disturbances occur at the reference section, caused by the machine or by the inflow conditions; such a shifting shall be agreed by the parties. In such cases, the components influencing the flow pattern may also be modeled, if contractually agreed.

Examples

For pumps, the high pressure measuring section should be moved if the pressure and velocity distributions are such that the calculation of specific hydraulic energy from the mean values would result in significant errors. A measuring section located some conduit diameters from the pump will generally increase the reliability of the measurement.

For turbines, a butterfly valve close to the high pressure reference section may necessitate relocating the measuring section since it is difficult to assess the effect of the valve on the measurement.

3.5.2.1.3 Specific hydraulic energy correction for shifted measuring sections

When the measuring section is not the reference section, the loss of specific hydraulic energy between the measuring section and the reference section shall be taken into account, due consideration being given to the flow direction and distribution and the relative position of the two sections. Evaluation of this loss may be based on theoretical knowledge and/or practical experience.

Before a decision is made to use a different measuring section, due consideration shall be given to the uncertainty introduced by the loss calculation compared to that arising from unsatisfactory measuring conditions at the reference section.

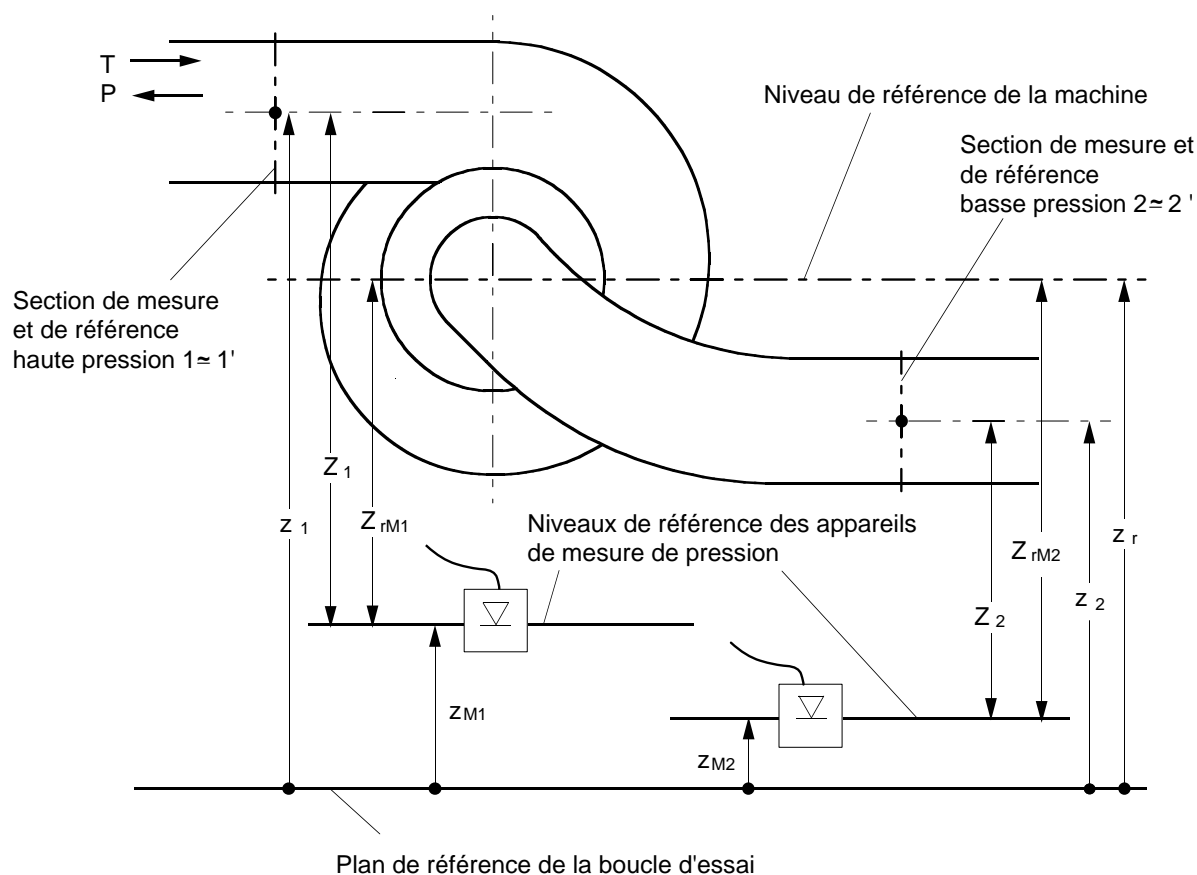
3.5.2.2 Reference levels

3.5.2.2.1 Reference datum

All elevations shall be referred to a reference datum such as a reference level of the test rig or the reference level of the machine (see 1.3.3.7.6). An example of main elevations and heights is shown in figure 38.

3.5.2.2.2 Difference of elevations

It is only important to establish accurate differences of elevations. The most important difference of elevations for model tests is the difference between reference level of machine z_r and reference level of pressure measuring instrument z_M : $Z_{rM} = z_r - z_M$. If the reference level of all the pressure measuring instruments is the same and if it is taken as reference datum, then $Z_{rM} = z_r$ (see figure 38).



Cas particulier: $z_{M1} = 0$ et $z_{M2} = 0$, alors $Z_{rM1} = Z_{rM2} = Z_r$

Figure 38 – Exemple montrant les altitudes et hauteurs principales et les niveaux de référence de la boucle d'essai et de la machine modèle

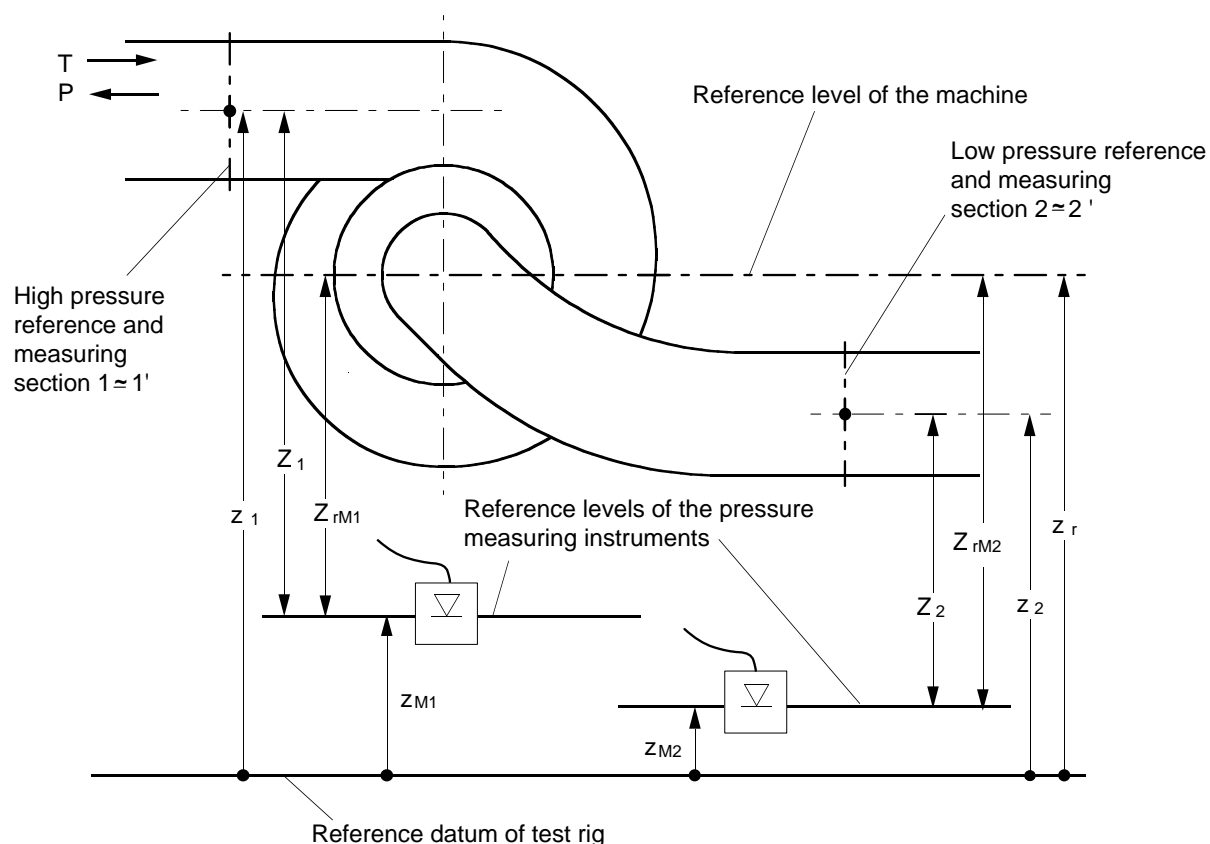
3.5.2.3 Masse volumique de l'eau (voir 2.5.3)

La définition de l'énergie hydraulique massique de la machine en 1.3.3.6.2 permet de calculer la masse volumique moyenne de l'eau $\bar{\rho}$ comme la moyenne des masses volumiques dans les deux sections de référence. Comme la différence de température entre l'entrée et la sortie de la machine est petite, la température de l'eau à la section de référence basse pression peut être utilisée pour calculer les masses volumiques qui entrent dans l'évaluation de $\bar{\rho}$.

Normalement, la valeur de la masse volumique de l'eau distillée (voir 2.5.3.1.3 et tableau B.2) peut être prise pour la masse volumique de l'eau ρ_w en vue de la détermination de E ou de $H = E/g$. En effet:

- la valeur réelle ρ_{wa} de la masse volumique de l'eau dans l'installation d'essai sur modèle ne diffère que peu de la valeur ρ_{wd} de la masse volumique de l'eau distillée: en général, l'écart est inférieur à 0,05 % (voir 2.5.3.1.2);
- la puissance hydraulique $P_h = E (\rho Q)_1$, (voir 1.3.3.8.1), qui est la principale grandeur hydraulique intervenant dans la détermination du rendement, ne dépend qu'au second ordre de la masse volumique si l'énergie hydraulique massique est obtenue principalement par des mesures de pression (voir les formules simplifiées en 3.5.3.2.1 et 3.5.3.2.2 et leur justification à l'annexe D).

Dans certains cas particuliers, il peut être nécessaire de déterminer la masse volumique réelle ρ_{wa} de l'eau utilisée (voir 2.5.3.1.2).



Special case: $z_{M1} = 0$ and $z_{M2} = 0$, then $Z_{rM1} = Z_{rM2} = z_r$

Figure 38 – Example showing main elevations, heights and reference levels of the test rig and model machine

3.5.2.3 Water density (see 2.5.3)

From the definition of specific hydraulic energy of the machine in 1.3.3.6.2 the mean water density $\bar{\rho}$ shall be calculated as the mean of densities at the two reference sections. As the temperature difference between inlet and outlet of the machine is small, the temperature of the water at the low pressure reference section may be used for calculating the densities involved in the evaluation of $\bar{\rho}$.

The values of distilled water density (see 2.5.3.1.3 and table B.2) can normally be used as water density ρ_w for the determination of E or $H = E/g$ because:

- the value of the density for the actual water ρ_{wa} in the model test equipment differs rather little from the value of the density for distilled water ρ_{wd} : in general the deviation is smaller than 0,05 % (see 2.5.3.1.2);
- the hydraulic power $P_h = E (\rho Q)_1$, (see 1.3.3.8.1), as the main hydraulic quantity for the determination of the efficiency, depends only to second order accuracy on density, if the specific hydraulic energy of the model machine is predominantly obtained by pressure measurements (see simplified formulae in 3.5.3.2.1 and 3.5.3.2.2 and the explanation in annex D).

In special cases, it may be necessary to determine the density ρ_{wa} of actual water used (see 2.5.3.1.2).

3.5.2.4 Energie cinétique massique

Par convention, le terme d'énergie cinétique massique dans une section de référence est déterminé à partir de la composante perpendiculaire à cette section de la vitesse moyenne de l'eau; il est pris égal à $e_c = v^2/2$.

La vitesse débitante v est calculée en divisant le débit-volume réel traversant la section de référence par l'aire de celle-ci¹⁾. Cette aire doit être mesurée quand on contrôle la similitude du modèle. La même convention est appliquée quand la section de mesurage est décalée par rapport à la section de référence tout en restant à l'intérieur des limites de la machine.

3.5.2.5 Incertitude sur la détermination de l'énergie hydraulique massique E

La détermination de E doit être adaptée à chaque méthode de mesure et à chaque type d'installation, comme le montrent les exemples traités en 3.5.3.

Un exemple de détermination de l'incertitude systématique relative f_E (correspondant à la figure 39) est traité en J.2.3.

Afin de prendre en compte l'effet de la non-uniformité de la répartition des pressions dans les sections de mesurage (voir 3.3.3.1), une incertitude additionnelle $f_{\Delta E}$ doit être ajoutée arithmétiquement à l'incertitude relative totale f_E : $f_{E,corr.} = f_E + f_{\Delta E}$

3.5.3 Formules simplifiées pour E

3.5.3.1 Généralités

Comme indiqué dans l'annexe C, la formule générale donnée en 1.3.3.6.2 est une approximation acceptable de la valeur exacte de l'énergie hydraulique massique de la machine.

D'autres simplifications sont possibles de cas en cas, et des approximations peuvent être introduites, par exemple quand la compressibilité de l'eau ou la différence de pression ambiante entre les sections 1 et 2 peuvent être négligées.

¹⁾ Pour la vitesse ponctuelle v_i dans un filet fluide, l'énergie cinétique massique est $e_{c,i} = v_i^2/2$. La valeur moyenne de l'énergie cinétique massique de l'écoulement traversant une section A (avec la vitesse débitante v) peut s'écrire $e_c = \alpha v^2/2$, le coefficient d'énergie cinétique α étant défini (voir ISO 4006) par:

$$\alpha = \frac{\int_A v_i^2 v_{zi} \cdot dA}{v^3 A}, \quad v_{zi} \text{ étant la composante méridienne de } v_i.$$

Le coefficient α serait égal à 1 pour une répartition uniforme des vitesses (profil des vitesses rectangulaire); il est toujours supérieur à 1 dans les écoulements industriels.

Dans les essais de machines hydrauliques, la configuration réelle de l'écoulement dans une section de mesure révèle une répartition des vitesses non uniforme qui provient tant du tracé de l'installation que du fonctionnement de la machine. On admet généralement qu'en première approximation la configuration de l'écoulement est la même sur le modèle et sur le prototype. Cependant, il n'est guère réalisable, et cela prendrait trop de temps, de déterminer α lors d'essais sur modèle à partir d'une exploration détaillée de la répartition des vitesses. On s'accorde donc par convention à admettre $\alpha = 1$, d'où $e_c = v^2/2$.

Bien que la différence entre les valeurs conventionnelle et réelle de l'énergie cinétique massique puisse atteindre, pour les machines de basse chute, 1 % à 2 % de l'énergie hydraulique massique de la machine, il est admis de ne pas tenir compte de cette différence lorsqu'on évalue l'incertitude de mesure (voir par exemple le calcul de l'incertitude sur E à l'article J.2, où l'incertitude sur l'énergie cinétique massique ne tient compte que des incertitudes sur la détermination du débit Q et de l'aire A).

3.5.2.4 Specific kinetic energy

By convention the specific kinetic energy term in a reference section is determined from the mean velocity of the water perpendicular to that section and is taken as $e_c = v^2 / 2$.

The mean velocity v is the actual discharge passing through the reference section divided by the area of the same reference section¹⁾. This area shall be measured when model similarity is checked. The same convention is applied when the measuring section differs from the reference section within the limits of the machine.

3.5.2.5 Uncertainty in the determination of specific hydraulic energy E

The determination of E shall be adapted for each method and arrangement according to the examples described in 3.5.3.

In J.2.3 an example for the determination of the relative systematic uncertainty f_E is shown (corresponding to figure 39).

In order to account for the effect of non-uniformity of the pressure distribution in the measuring sections (see 3.3.3.1), an additional uncertainty $f_{\Delta E}$ is added arithmetically to the total relative uncertainty f_E : $f_{E,corr.} = f_E + f_{\Delta E}$

3.5.3 Simplified formulae for E

3.5.3.1 General

As indicated in annex C, the general formula given in 1.3.3.6.2 is a convenient approximation of the exact value of the specific hydraulic energy of the machine.

Further simplifications are possible in each specific case and approximations may be introduced, for example when the water compressibility or the difference in ambient pressure between sections 1 and 2 is negligible.

¹⁾ For the local velocity v_i in the streamline of a fluid, the specific kinetic energy is $e_{c,i} = v_i^2 / 2$. The mean value of the specific kinetic energy of the flow passing a cross-section A (with the mean axial velocity v) can be expressed as $e_c = \alpha v^2 / 2$, the kinetic energy coefficient α being defined (see ISO 4006) by:

$$\alpha = \frac{\int_A v_i^2 v_{zi} \cdot dA}{v^3 A}, \quad v_{zi} \text{ being the meridional component of } v_i.$$

The coefficient α would be equal to 1 for a uniform velocity distribution (rectangular velocity profile) and is always greater than 1 in industrial flow.

In testing hydraulic machines, the actual flow configuration in a measuring section shows a non-uniform velocity distribution arising from the layout of the plant and the operation of the machine. It is usually assumed that the flow configuration in the model and in the prototype is approximately the same. However, it is impracticable and time-consuming to determine α during model tests from a detailed measurement of the velocity distribution. Therefore, it is conventionally agreed to assume $\alpha = 1$ and thus $e_c = v^2 / 2$.

Although the difference between the conventional and actual values of the specific kinetic energy can, for low-head machines, reach 1 % to 2 % of the specific hydraulic energy of the machine, it is agreed to disregard this difference when evaluating the uncertainty in the measurements (see for example the calculation of the uncertainty in E in clause J.2, where the uncertainty in the specific kinetic energy only accounts for uncertainties in the determination of the discharge Q and area A).

On peut admettre que l'accélération due à la pesanteur et la pression ambiante sont constantes dans toute la boucle d'essais:

$$\bar{g} = g_1 = g_2 = g \quad \text{et} \quad p_{\text{amb1}} = p_{\text{amb2}} = p_{\text{amb}}$$

Les formules simplifiées établies dans ce paragraphe sont propres aux installations de mesure décrites. Seules les installations les plus communes sont considérées. Une formule simplifiée ne doit pas être utilisée pour une installation différente sans examiner soigneusement si elle convient à ce cas particulier.

3.5.3.2 Détermination de E à partir de mesures de pression (voir 3.3)

3.5.3.2.1 Mesure de pression différentielle

La figure 39 schématise les installations de mesure pour la détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine, quand un manomètre différentiel est utilisé. Cette solution est spécialement indiquée pour les faibles hauteurs d'essai, pour lesquelles des appareils de mesure suffisamment précis sont disponibles.

3.5.3.2.2 Mesure séparée des pressions

a) Machines à réaction

Les pressions sont mesurées séparément dans chaque section de mesure. Pour les différences de pression inférieures à 400 000 Pa environ (40 m de colonne d'eau environ), la compressibilité de l'eau peut être négligée.

Si le manomètre fournit des mesures de pression absolue (comme par exemple les transducteurs de pression), il n'y a pas à tenir compte de la pression ambiante.

Si le manomètre fournit des mesures de pression effective (comme par exemple les manomètres à ressort ou les manomètres à colonne liquide), il faut vérifier si l'influence de la différence de pression ambiante sur l'instrument doit être prise en compte (voir figure 40 [influence négligeable] et la figure 41 [influence prise en compte]).

D'autres simplifications peuvent être apportées en plaçant les manomètres au même niveau de référence, ce qui est généralement facile à faire (voir figure 40, dernière simplification).

It can be assumed that the acceleration due to gravity and the ambient pressure are constant throughout the test rig:

$$\bar{g} = g_1 = g_2 = g \quad \text{and} \quad p_{\text{amb}1} = p_{\text{amb}2} = p_{\text{amb}}.$$

The simplified formulae established in this subclause are typical for the described measuring installations. Only the most common installations are reviewed. A simplified formula shall not be used for a different installation without carefully examining its adequacy.

3.5.3.2 Determination of E from pressure measurement (see 3.3)

3.5.3.2.1 Measurement of differential pressure

Figure 39 shows schematically the measuring installations for the determination of specific hydraulic energy of the machine whenever a differential pressure measuring instrument is used. This solution is especially suitable for low model test heads where instruments of sufficient accuracy are available.

3.5.3.2.2 Separate measurement of pressure

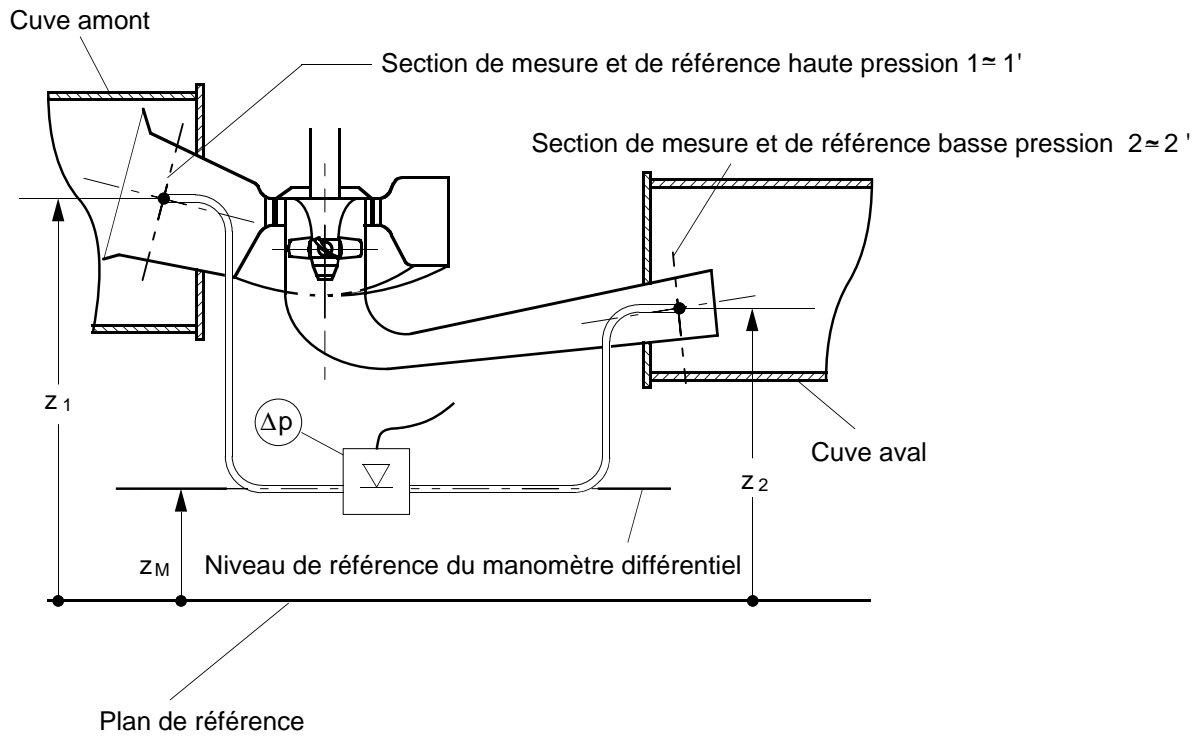
a) Reaction machines

The pressures are measured separately in each section. For pressure differences less than about 400 000 Pa (about 40 m of water column), the compressibility of water can be neglected.

If the pressure measuring instrument provides absolute pressure measurements (e.g. pressure transducers), the ambient pressure does not need to be considered.

If the pressure measuring instrument provides gauge pressure measurements (e.g. spring-pressure gauge or liquid column manometer), it shall be verified whether the difference in the ambient pressure on the instruments shall be included (see figure 40 [influence negligible] and figure 41 [influence taken into account]).

Further simplifications may be introduced by setting the pressure measuring instruments at the same reference level. This is generally easy to achieve (see figure 40, last simplification).



$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

A partir de la mesure de la différence de pression, on obtient:

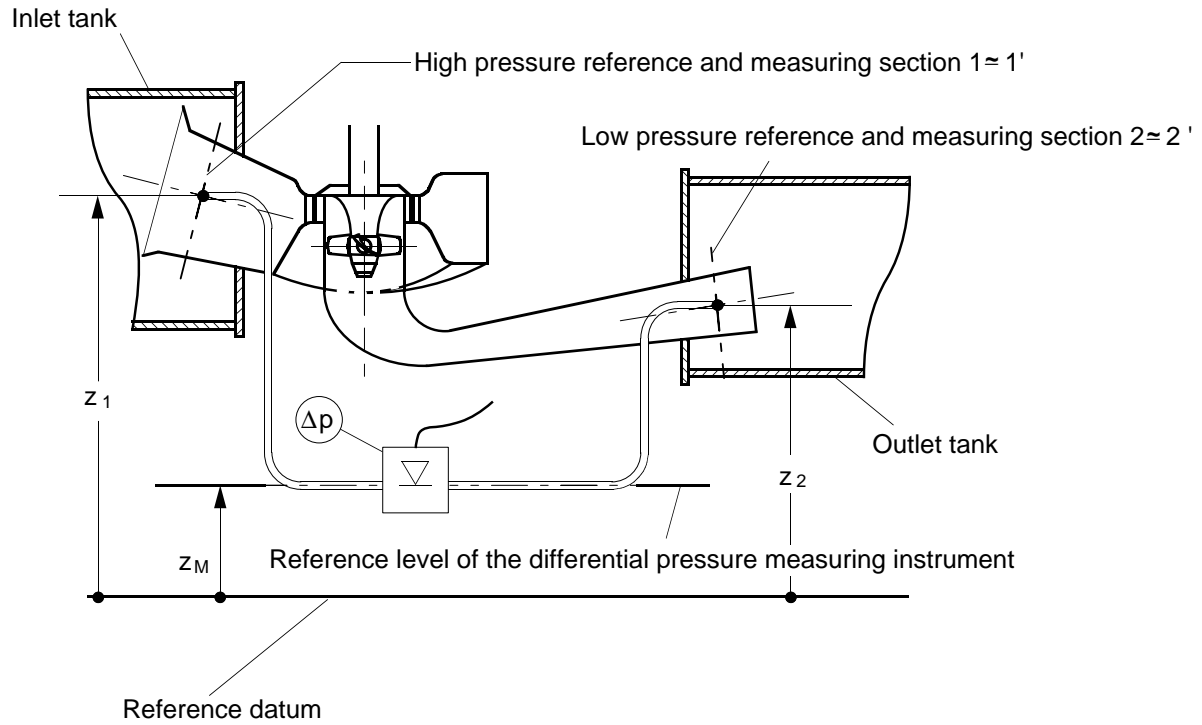
$$(p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} = \Delta p / \bar{\rho} + g[(z_2 - z_M) \cdot \rho_2 / \bar{\rho} - (z_1 - z_M) \cdot \rho_1 / \bar{\rho}].$$

Pour de faibles hauteurs d'essai ($\Delta p \leq 400\,000$ Pa, c'est-à-dire $H \leq 40$ m), la compressibilité de l'eau est négligeable, et on admet $\bar{\rho} = \rho_1 = \rho_2$.

La formule simplifiée est donc:

$$E = \Delta p / \rho_2 + (v_1^2 - v_2^2) / 2$$

Figure 39 – Détermination de l'énergie hydraulique massique à l'aide d'un manomètre différentiel



$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

Using a differential pressure measurement, the following is obtained:

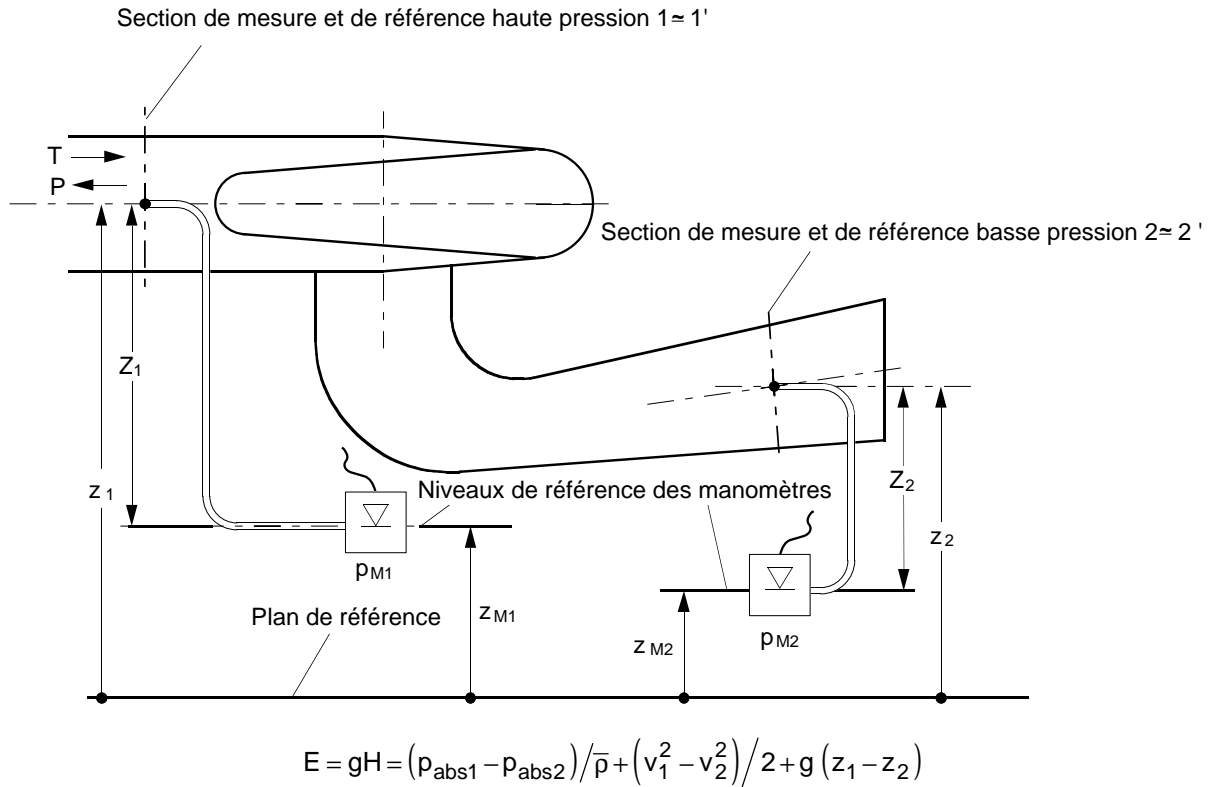
$$(p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} = \Delta p / \bar{\rho} + g[(z_2 - z_M) \cdot \rho_2 / \bar{\rho} - (z_1 - z_M) \cdot \rho_1 / \bar{\rho}]$$

When applied to low model test heads ($\Delta p \leq 400\,000$ Pa, i.e. $H \leq 40$ m), the compressibility of water is negligible and it is assumed that $\bar{\rho} = \rho_1 = \rho_2$.

Therefore the simplified formula is:

$$E = \Delta p / \rho_2 + (v_1^2 - v_2^2) / 2$$

Figure 39 – Determination of specific hydraulic energy through differential pressure measuring instrument



On utilise des manomètres aux points 1 et 2. $(z_{M1} - z_{M2})$ étant petit comparé à H , la différence de pression ambiante entre z_{M1} et z_{M2} est négligeable, donc:

$$p_{ambM1} = p_{ambM2} = p_{amb}$$

$$p_{abs1} = p_{M1} + \rho_1 g (z_{M1} - z_1) + p_{amb}$$

$$p_{abs2} = p_{M2} + \rho_2 g (z_{M2} - z_2) + p_{amb}$$

Si la compressibilité de l'eau peut être négligée: $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$

$$\text{et donc } (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + g(z_{M1} - z_1 - z_{M2} + z_2)$$

La formule simplifiée est donc:

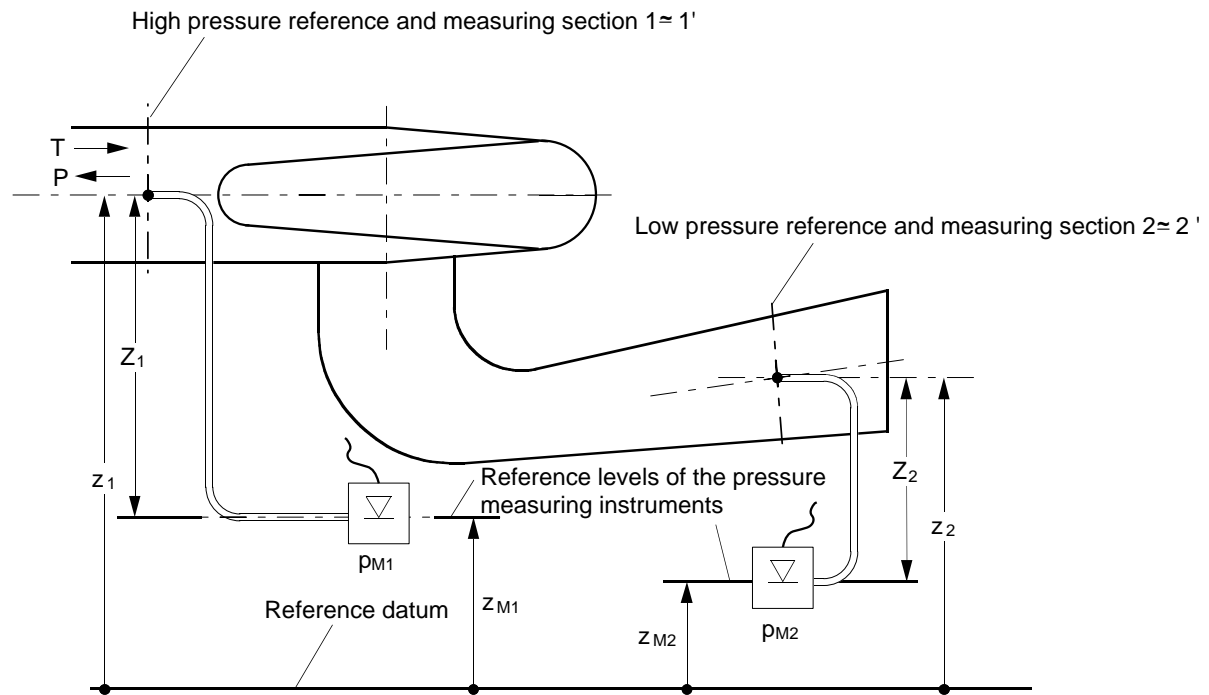
$$E = gH = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_{M1} - z_{M2})$$

Autre simplification:

Si les manomètres sont au même niveau, $z_{M1} = z_{M2}$, et alors

$$E = gH = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2$$

Figure 40 – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine par mesure séparée des pressions effectives



$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

Gauge manometers are applied at points 1 and 2. The difference in ambient pressure between z_{M1} and z_{M2} is negligible, because $(z_{M1} - z_{M2})$ is small compared to H ; therefore:

$$p_{ambM1} = p_{ambM2} = p_{amb}$$

$$p_{abs1} = p_{M1} + \rho_1 g(z_{M1} - z_1) + p_{amb}$$

$$p_{abs2} = p_{M2} + \rho_2 g(z_{M2} - z_2) + p_{amb}$$

If the compressibility of water can be neglected, then $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$

hence $(p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + g(z_{M1} - z_1 - z_{M2} + z_2)$,

therefore, the simplified formula is:

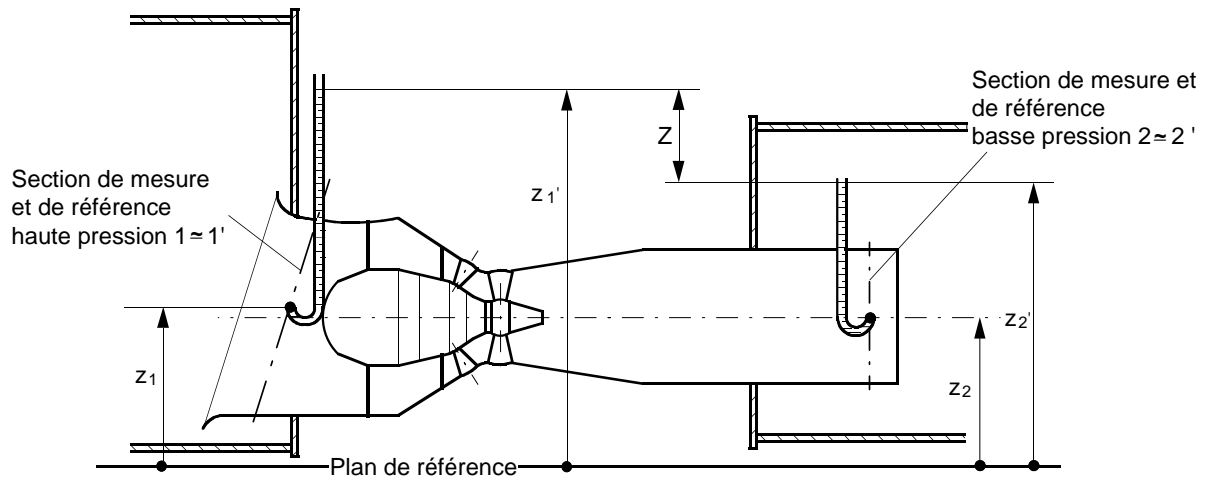
$$E = gH = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_{M1} - z_{M2})$$

Further simplification:

If the pressure measuring instruments are on the same elevation, $z_{M1} = z_{M2}$, then

$$E = gH = (p_{M1} - p_{M2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2$$

Figure 40 – Determination of specific hydraulic energy of the machine through separate measurement of gauge pressures



$$Z = z_1' - z_2'$$

$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

On utilise des manomètres à colonne d'eau dans les sections 1 et 2.

La différence de pression entre 1 et 2 étant faible, la compressibilité de l'eau est négligeable.

On a donc

$$\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho} = \rho$$

et

$$p_{abs1} = \rho \cdot g(z_1' - z_1) + p_{amb1'}$$

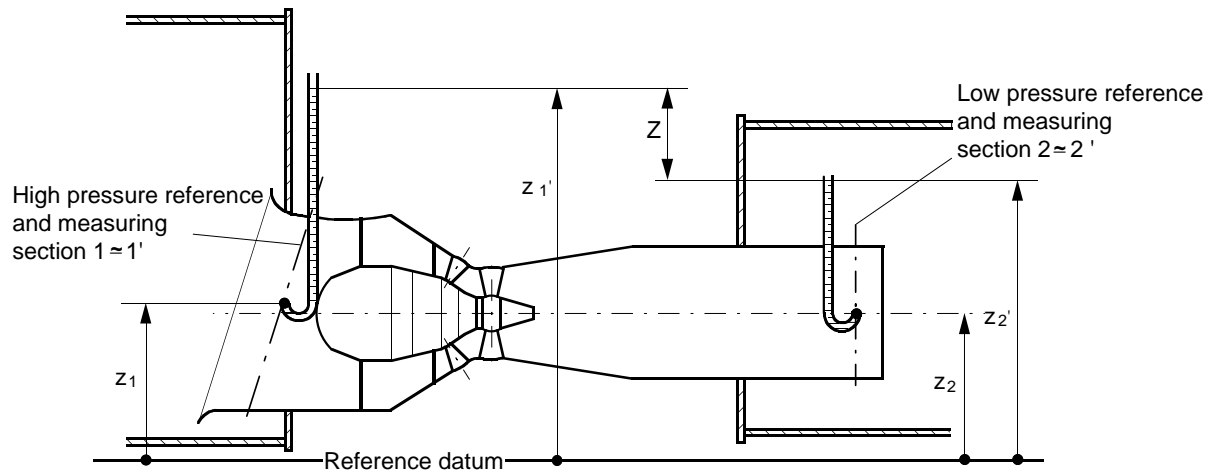
$$p_{abs2} = \rho \cdot g(z_2' - z_2) + p_{amb2'}$$

$$p_{amb1'} - p_{amb2'} = -\rho_a \cdot g(z_1' - z_2')$$

La formule simplifiée est donc

$$\begin{aligned} E &= g(z_1' - z_2')(1 - \rho_a/\rho) + (v_1^2 - v_2^2)/2 \\ &= g \cdot Z(1 - \rho_a/\rho) + (v_1^2 - v_2^2)/2 \end{aligned}$$

Figure 41 – Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine par mesure séparée des pressions à l'aide de manomètres à colonne d'eau



$$Z = z_1' - z_2'$$

$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

Water column manometers are applied at sections 1 and 2.

The compressibility of water is negligible, because the difference of pressure between sections 1 and 2 is small.

Therefore: $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho} = \rho$

Hence: $p_{abs1} = \rho \cdot g(z_1' - z_1) + p_{amb1'}$

$$p_{abs2} = \rho \cdot g(z_2' - z_2) + p_{amb2'}$$

$$p_{amb1'} - p_{amb2'} = -\rho_a \cdot g(z_1' - z_2')$$

The simplified formula is

$$\begin{aligned} E &= g(z_1' - z_2')(1 - \rho_a/\rho) + (v_1^2 - v_2^2)/2 \\ &= g \cdot Z(1 - \rho_a/\rho) + (v_1^2 - v_2^2)/2 \end{aligned}$$

Figure 41 – Determination of specific hydraulic energy of the machine through separate measurement of pressures by water column manometers

b) Turbines Pelton (turbines à action)

Pour les turbines Pelton dont le bâti est à la pression atmosphérique, il n'est besoin que de mesurer la pression p_1 à la section de référence haute pression. D'autres simplifications peuvent donc être apportées à la formule générale lorsqu'on l'applique aux turbines Pelton (voir figures 42 et 43).

Par convention, v_2 est prise nulle, l'altitude z_2 de la section de référence basse pression est l'altitude moyenne de tous les points de contact des axes des jets avec le cercle caractéristique de la roue de turbine, et la pression à l'intérieur du bâti est supposée égale à la pression ambiante, pour autant qu'il ne soit pas pressurisé et qu'il soit suffisamment alimenté en air.

Si le bâti est pressurisé, on doit mesurer la pression dans celui-ci et en tenir compte dans la détermination de E ($p_{amb2} \neq p_{amb1}$).

3.5.3.3 Détermination de E à partir de mesures de niveau libre

Dans la mesure du possible, il est préférable d'éviter les mesures de niveau d'eau (voir 3.4) pour des essais de réception sur modèle. Néanmoins, s'il est nécessaire de déterminer E à partir de mesures de niveau libre ou s'il en est convenu ainsi, en particulier du côté basse pression, on appliquera les méthodes décrites en 3.4.

Les conditions d'écoulement requises dans la zone avoisinant les sections de mesurage sont décrites en 3.4.2.

La figure 44 montre sur une machine de basse chute l'évaluation de l'énergie hydraulique massique d'après des mesures de niveaux d'eau. La section de mesure basse pression 2' doit être aussi près que possible de la sortie de l'aspirateur. Dans un tel cas, il est recommandé de mesurer le niveau d'eau directement au-dessus de 2'. Pour évaluer la vitesse moyenne, on suppose que les parois de l'aspirateur se prolongent jusqu'à la section 2', définissant ainsi une aire fictive de la section de passage.

3.5.4 Détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration NPSE

3.5.4.1 Définition

L'énergie massique nette à l'aspiration NPSE se réfère au côté basse pression de la machine. Sa définition et la formule générale pour sa détermination sont données en 1.3.3.6.5.

Sa mesure peut être affectée par les circonstances pratiques, de la même façon que pour l'énergie hydraulique massique de la machine. Les prescriptions de 3.5.2 doivent également être prises en considération pour la mesure de l'énergie massique nette à l'aspiration.

3.5.4.2 Formules simplifiées

Tant que la pression peut être mesurée à la section de référence basse pression, la formule générale s'applique directement et est valable tant en pompage qu'en turbinage. Trois exemples de détermination de NPSE sont décrits dans la figure 45.

b) Pelton turbines (impulse turbines)

For Pelton turbines, when the housing is under atmospheric pressure, only the measurement of the pressure p_1 at the high pressure reference section is required. Thus further simplifications can be introduced if the general formula is applied to Pelton turbines (see figures 42 and 43).

By convention, v_2 is taken as zero, elevation z_2 of the low pressure reference section is the mean elevation of all contact points of the jet axis with the Pelton jet circle and the pressure inside the housing is assumed equal to the ambient pressure, provided the housing is not pressurized and is supplied with sufficient air.

If the housing is pressurized, the ambient pressure in the housing shall be measured and accounted for when determining E ($p_{amb2} \neq p_{amb1}$).

3.5.3.3 Determination of E from water level measurements

Whenever possible, water level measurements (see 3.4) should be avoided for model acceptance tests. Nevertheless, if it is necessary or it is agreed to determine E by measurements of free water levels, especially at the low pressure side, the methods described in 3.4 shall be applied.

The requirements for the flow condition in the surrounding area of the measuring sections are described in 3.4.2.

Figure 44, referring to a low head machine, shows the evaluation of the specific hydraulic energy from measurements of the water levels. The low pressure measuring section 2' shall be as close as possible to the draft tube outlet. For such measurement the water level should be measured directly above 2'. To evaluate the mean velocity, the walls of the draft tube are assumed to extend out to section 2', delineating the fictional area of the section.

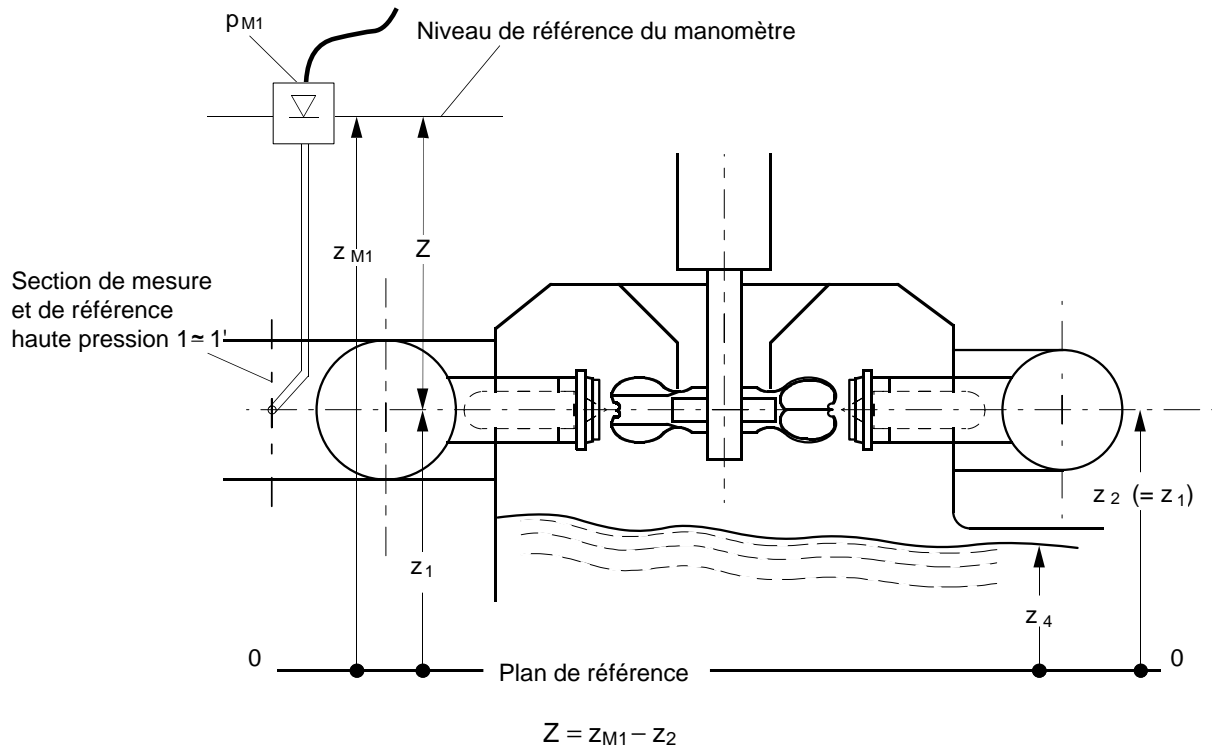
3.5.4 Determination of the net positive suction specific energy NPSE**3.5.4.1 Definition**

The net positive suction specific energy NPSE is referred to the low pressure side of the machine. Its definition and the general formula for its determination are given in 1.3.3.6.5.

Measurement may be affected by practical circumstances, in the same way as the specific hydraulic energy E of the machine. Subclause 3.5.2 shall also be considered for the determination of the net positive suction specific energy.

3.5.4.2 Simplified formulae

As long as the pressure can be measured in the low pressure reference section, the general formula is directly applicable and valid for both operating modes, pump and turbine. In figure 45, three cases for the determination of NPSE are described.



On admet conventionnellement que la section de référence basse pression est le plan équatorial de la roue à la cote z_2 . Dans le cas d'un bâti non pressurisé, on admet conventionnellement que la pression à l'intérieur de celui-ci est égale à la pression ambiante.

$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

Z étant petit comparé à H , la différence de pression ambiante entre z_{M1} et z_2 est négligeable.

On a donc $p_{ambM1} = p_{amb2} = p_{amb}$

De plus, on admet que $Z \cdot \rho_1 / \bar{\rho} = Z$

Donc $p_{abs1} = p_{M1} + Z \cdot \rho_1 \cdot g + p_{amb}$

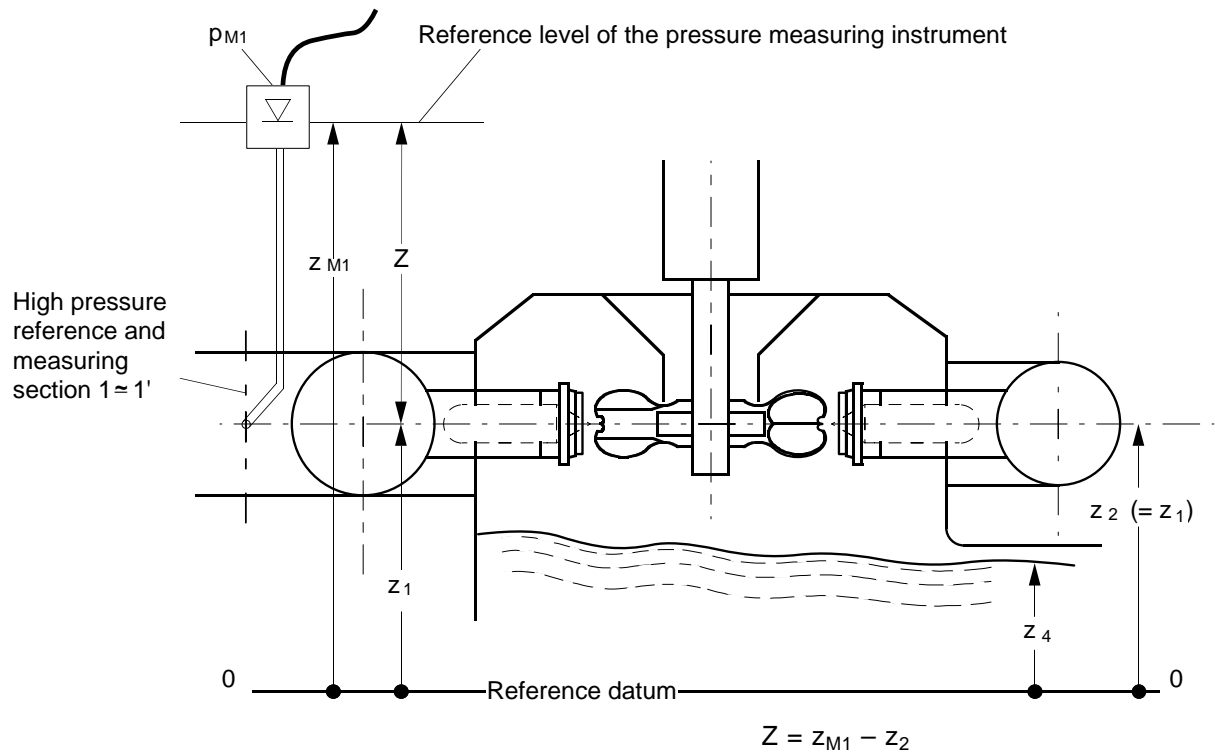
où p_{M1} est la pression effective mesurée en z_{M1}

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

Comme $z_1 = z_2$, et en supposant que $v_2 = 0$, la formule simplifiée est:

$$E = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot (z_{M1} - z_2) + v_1^2 / 2 = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot Z + v_1^2 / 2$$

**Figure 42 – Turbines Pelton à axe vertical.
Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine**



It is conventionally assumed that the low pressure reference section is the equatorial plane of the runner at elevation z_2 . For non-pressurized housing, the pressure inside the housing is conventionally assumed to be equal to the ambient pressure.

$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

The difference in ambient pressure between z_{M1} and z_2 is neglected because Z is small compared to H .

Therefore:

$$p_{ambM1} = p_{amb2} = p_{amb}$$

Further it is assumed

$$Z \cdot \rho_1 / \bar{\rho} = Z$$

Hence:

$$p_{abs1} = p_{M1} + Z \cdot \rho_1 \cdot g + p_{amb}$$

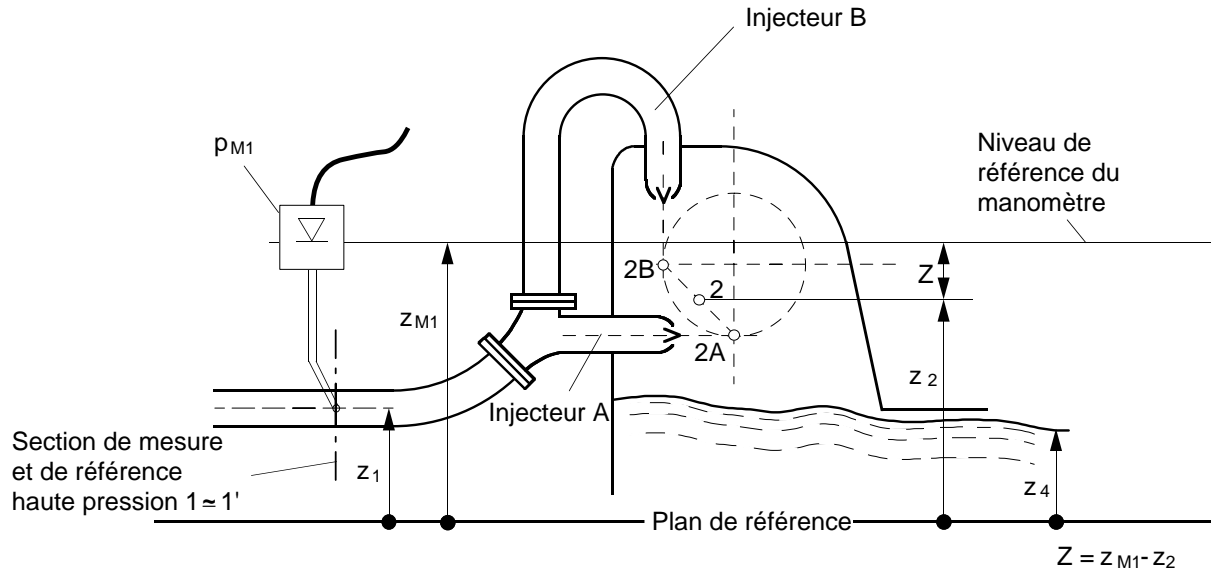
where p_{M1} is the gauge pressure measured at z_{M1}

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

As $z_1 = z_2$ and assuming $v_2 = 0$, the simplified formula is:

$$E = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot (z_{M1} - z_2) + v_1^2 / 2 = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot Z + v_1^2 / 2$$

**Figure 42 – Pelton turbines with vertical axis.
Determination of specific hydraulic energy of the machine**



NOTE – S'il y a plusieurs jets, le niveau z_2 de la section de référence basse pression est défini comme la moyenne des cotes des points de contact (2A et 2B dans ce schéma).

Cas d'un bâti non pressurisé: on admet par convention que la pression à l'intérieur du bâti est égale à la pression ambiante.

$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

La différence de pression ambiante entre z_{M1} et z_2 est négligeable, puisque Z est petit comparé à H .

Ainsi:

$$p_{ambM1} = p_{amb2} = p_{amb}$$

De plus, on admet que

$$Z \cdot \rho_1 / \bar{\rho} = Z$$

et donc

$$p_{abs1} = p_{M1} + (z_{M1} - z_1) \rho_1 g + p_{amb}$$

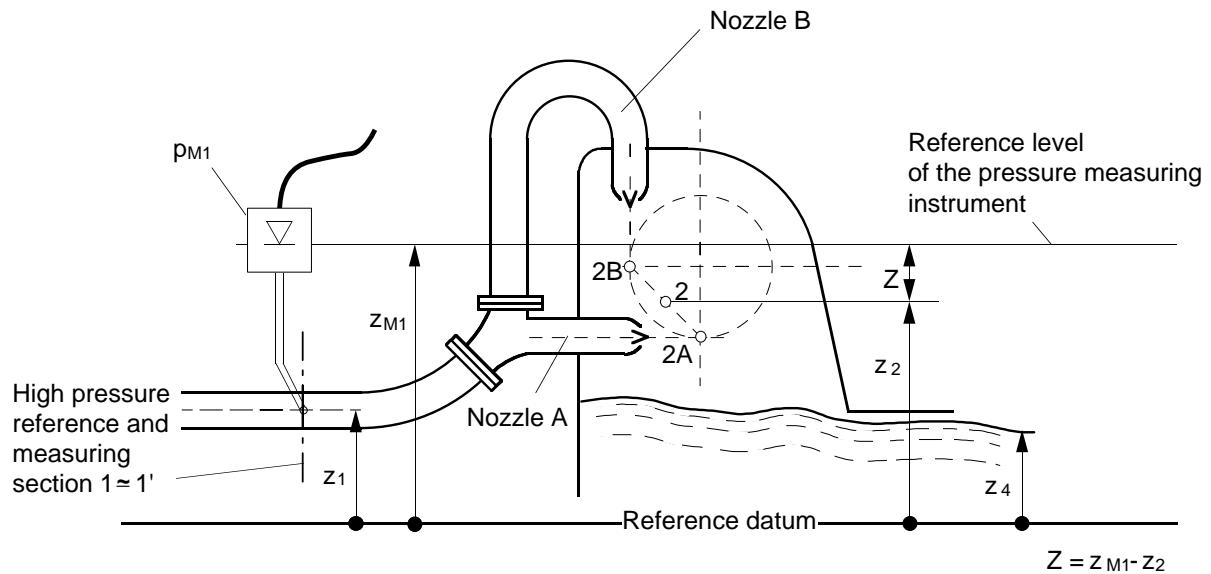
où p_{M1} est la pression effective mesurée en z_{M1}

$$p_{abs2} = p_{amb}$$

En admettant que $v_2 = 0$, la formule simplifiée est donc:

$$E = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot (z_{M1} - z_2) + v_1^2 / 2 = p_{M1} / \bar{\rho} + g \cdot Z + v_1^2 / 2$$

**Figure 43 – Turbines Pelton à axe horizontal.
Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine**



NOTE – In the case of multiple nozzles, the elevation z_2 of the low pressure reference section is defined as the average of the elevations of the points of contact (2A and 2B in the sketch).

Case of non-pressurized housing: the pressure inside the housing is conventionally assumed as equal to the ambient pressure.

$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

The difference in ambient pressure between z_{M1} and z_2 is neglected because Z is small compared to H .

Therefore: $p_{ambM1} = p_{amb2} = p_{amb}$

Further it is assumed: $Z \cdot \rho_1 / \bar{\rho} = Z$

Hence: $p_{abs1} = p_{M1} + (z_{M1} - z_1)\rho_1 g + p_{amb}$

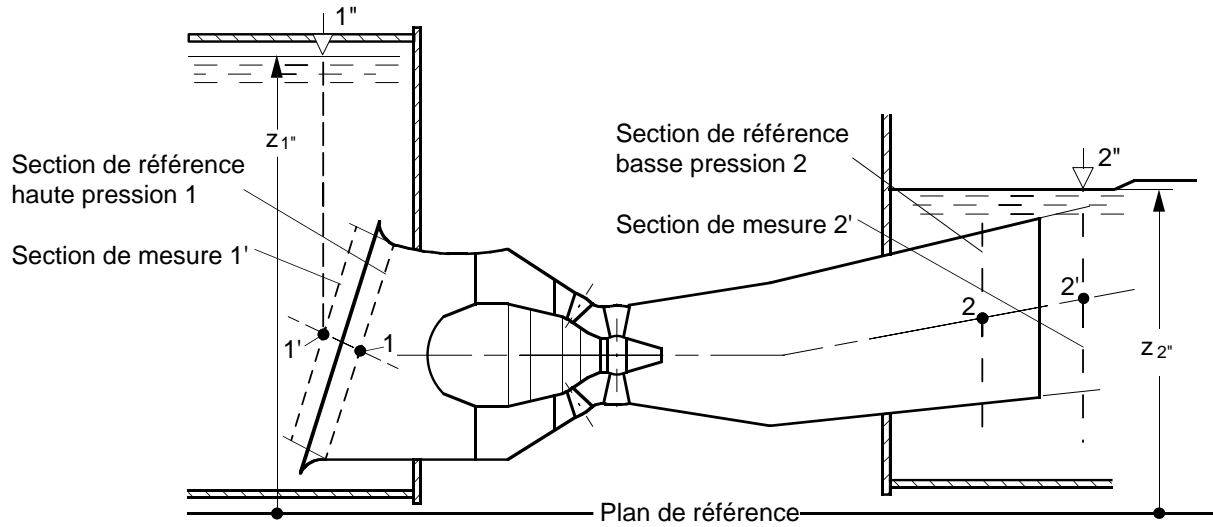
where p_{M1} is the gauge pressure measured at z_{M1}

$$p_{\text{abs } 2} = p_{\text{amb}}$$

Assuming $v_2 = 0$, the simplified formula is:

$$E = p_{M1}/\bar{p} + g \cdot (z_{M1} - z_2) + v_1^2/2 = p_{M1}/\bar{p} + g \cdot Z + v_1^2/2$$

**Figure 43 – Pelton turbines with horizontal axis.
Determination of specific hydraulic energy of the machine**



$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

Les sections 1' et 2' sont choisies comme sections de mesure.

$$E = gH = (p_{abs1'} - p_{abs2'}) / \bar{\rho} + (v_{1'}^2 - v_{2'}^2) / 2 + g(z_{1'} - z_{2'}) \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

Les pertes entre 1' et 1, $E_{L1'-1}$, et entre 2 et 2', $E_{L2-2'}$, sont soustraites pour une turbine et ajoutées pour une pompe dans la situation décrite par le schéma ci-dessus¹⁾.

La compressibilité de l'eau est négligée, car la différence de pression entre 1' et 2' est petite.

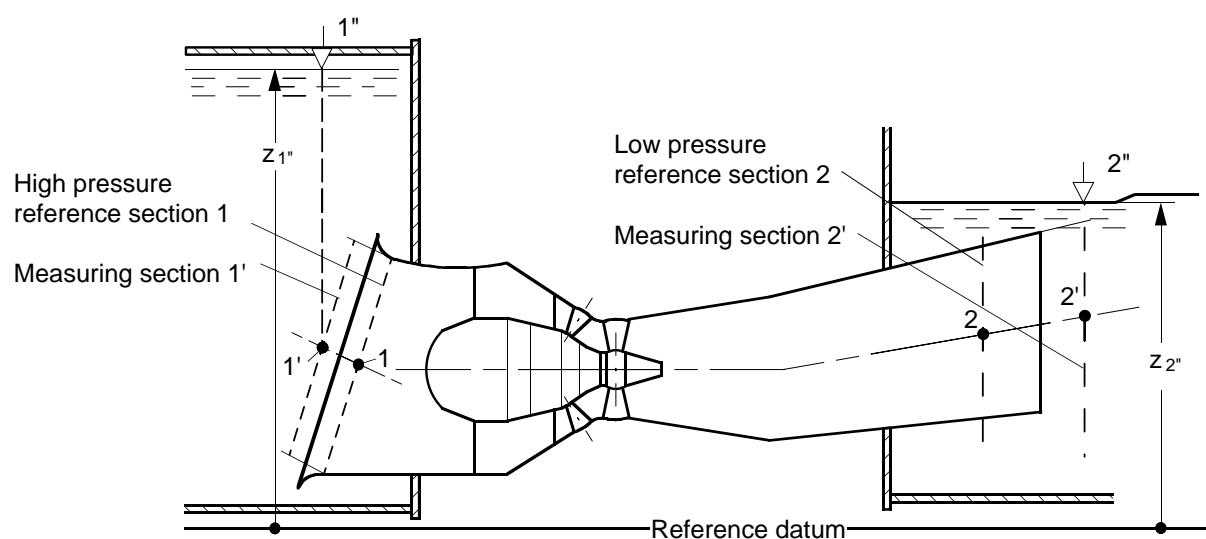
Ainsi $\rho_{1'} = \rho_{2'} = \bar{\rho} = \rho$

La formule simplifiée devient (voir figure 41):

$$E = g \cdot (z_{1''} - z_{2''}) (1 - \rho_a / \rho) + (v_1^2 - v_2^2) / 2 \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

Figure 44 – Machines de basse chute. Détermination de l'énergie hydraulique massique de la machine par la mesure de niveaux d'eau

¹⁾ Il est difficile d'établir des méthodes de calcul des pertes d'énergie $E_{L1'-1}$ et $E_{L2-2'}$, spécialement en écoulement dissymétrique ou giratoire (valeurs élevées du coefficient d'énergie cinétique α), qui permettraient de donner dans la présente norme des indications de validité générale. En particulier, lorsque l'entrée et la sortie du groupe ne sont pas entièrement modélisées, il faut s'accorder avant les essais sur la méthode d'évaluation de ces pertes.



$$E = gH = (p_{abs1} - p_{abs2}) / \bar{\rho} + (v_1^2 - v_2^2) / 2 + g(z_1 - z_2)$$

Sections 1' and 2' are chosen as measuring sections.

$$E = gH = (p_{abs1'} - p_{abs2'}) / \bar{\rho} + (v_{1'}^2 - v_{2'}^2) / 2 + g(z_{1'} - z_{2'}) \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

Losses $E_{L1'-1}$ between 1' and 1 and $E_{L2-2'}$ between 2 and 2' are subtracted for a turbine and added for a pump with the situation described in the sketch above¹⁾.

The compressibility of water is neglected because the difference of pressure between 1' and 2' is small.

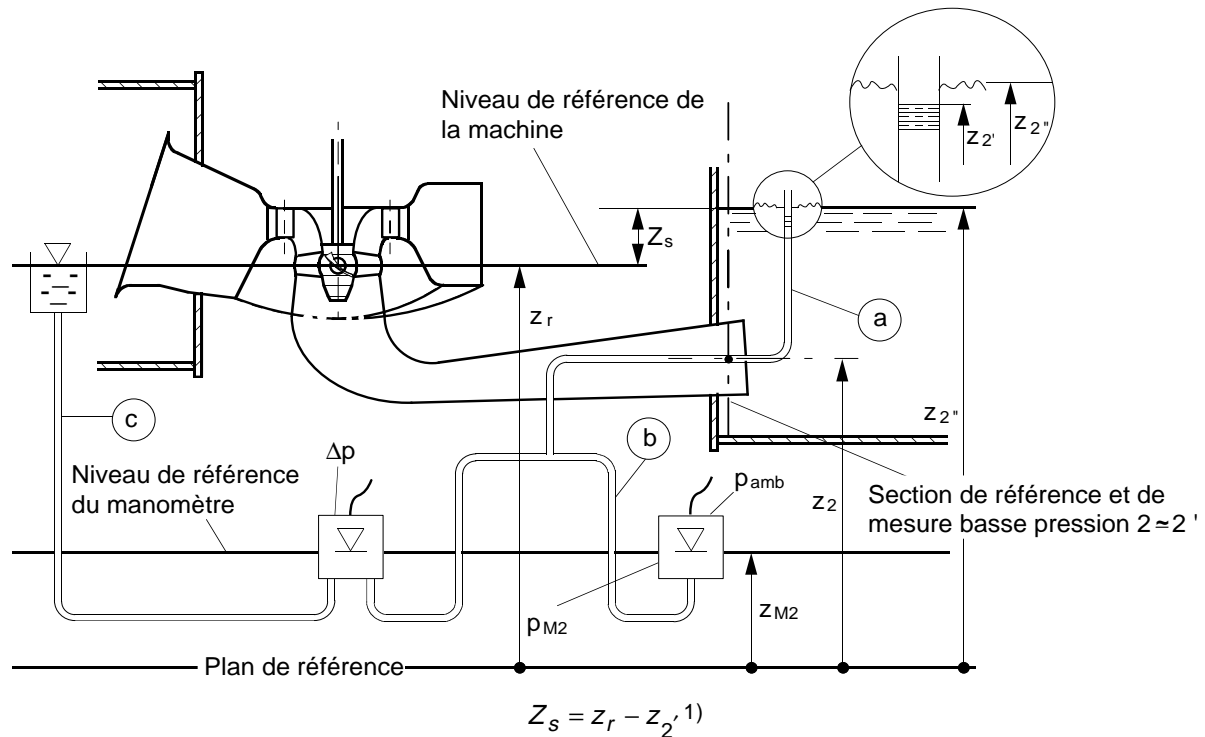
Therefore $\rho_{1'} = \rho_{2'} = \bar{\rho} = \rho$

The simplified formula becomes (see figure 41):

$$E = g \cdot (z_{1''} - z_{2''}) (1 - \rho_a / \rho) + (v_{1'}^2 - v_{2'}^2) / 2 \pm E_{L1'-1} \pm E_{L2-2'}$$

Figure 44 – Low-head machines. Determination of specific hydraulic energy of the machine using water levels

¹⁾ It is difficult to establish methods of calculation of energy losses $E_{L1'-1}$ and $E_{L2-2'}$, particularly in non-symmetrical or swirling flow (high values of the kinetic energy coefficient α), which would enable in this standard to give some guidance generally valid. Particularly when the intake and outlet of the unit are not fully modelled, the evaluation method of these losses is to be agreed upon before the tests.



$$NPSE = g \cdot NPSH = (p_{abs2} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g (z_r - z_2)$$

Cas a) Manomètre à colonne de liquide (eau) au point 2:

$$p_{abs2} = \rho_2 \cdot g (z_2' - z_2) + p_{amb}$$

La formule simplifiée est:

$$\begin{aligned} NPSE &= (p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g (z_r - z_2') \\ &= (p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g \cdot Z_s \end{aligned}$$

Cas b) Appareil de mesure de la pression effective au niveau \$z_{M2}\$, mesurant au point 2:

$$p_{abs2} = p_{M2} + g \cdot \rho_2 \cdot (z_{M2} - z_2) + p_{amb}$$

La formule simplifiée est:

$$NPSE = (p_{M2} + p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g (z_r - z_{M2})$$

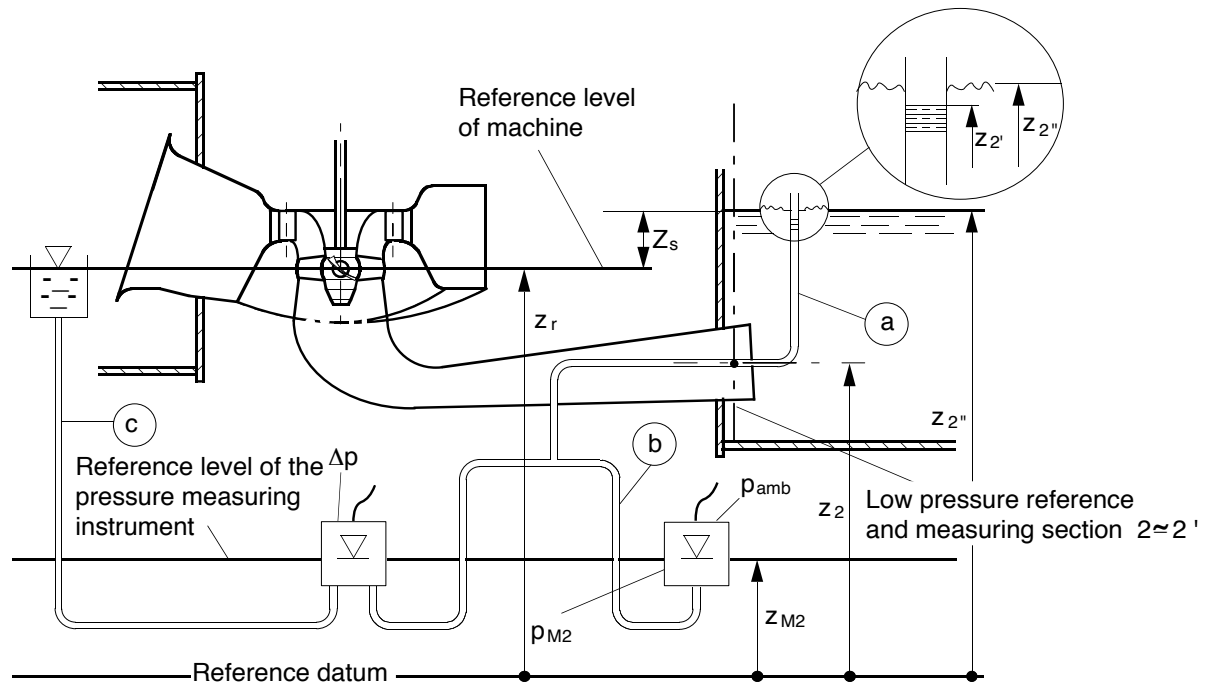
Cas c) Manomètre différentiel relié à un pot au niveau de référence de la machine:

La formule simplifiée est:

$$NPSE = (\Delta p + p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2$$

Figure 45 – Détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration NPSE et de la hauteur de charge nette absolue à l'aspiration NPSH

1) \$Z_s\$ est positif lorsque le niveau \$z_2'\$ est inférieur au niveau de référence \$z_r\$ de la machine, et vice versa.



$$Z_s = z_r - z_{2'}^{1)}$$

$$NPSE = g \cdot NPSH = (p_{abs2} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g (z_r - z_2)$$

Case a) Liquid (water column) manometer at point 2:

$$p_{abs2} = \rho_2 \cdot g (z_{2'} - z_2) + p_{amb}$$

The simplified formula is:

$$\begin{aligned} NPSE &= (p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g (z_r - z_{2'}) \\ &= (p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g \cdot Z_s \end{aligned}$$

Case b) Pressure gauge at level z_{M2} , measuring at point 2:

$$p_{abs2} = p_{M2} + g \cdot \rho_2 \cdot (z_{M2} - z_2) + p_{amb}$$

The simplified formula is:

$$NPSE = (p_{M2} + p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2 - g (z_r - z_{M2})$$

Case c) Differential manometer connected with a pot situated at the reference level of the machine:

The simplified formula is:
$$NPSE = (\Delta p + p_{amb} - p_{va}) / \rho_2 + v_2^2 / 2$$

Figure 45 – Determination of net positive suction energy NPSE and net positive suction head NPSH

¹⁾ Z_s is positive when the level $z_{2'}$ is lower than the reference level of machine z_r and vice versa.

3.6 Mesurage du couple sur l'arbre

3.6.1 Généralités

Le calcul de la puissance mécanique à la roue P_m nécessite de déterminer le couple T_m appliqué à la roue:

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T_m$$

avec $T_m = T \pm T_{Lm}$ $\left[\begin{array}{l} + \text{ pour un sens de rotation en turbine} \\ - \text{ pour un sens de rotation en pompe} \end{array} \right.$

T_{Lm} est le couple de frottement dans le système de joints et de paliers.

On peut utiliser deux principes de mesure différents pour mesurer le couple:

- les dispositifs du type «châssis oscillant», où T_{Lm} est ce qu'on appelle un «couple interne», c'est-à-dire qu'il est pris en compte par le système lui-même (dans la suite, on parlera de «paliers des parties tournantes en balance», voir par exemple figures 46 et 47);
- les dispositifs où T et T_{Lm} sont mesurés séparément (dans la suite, on parlera de «paliers des parties tournantes non en balance», voir par exemple figure 49).

Le couple T sur l'arbre de la roue peut être absorbé ou fourni par:

– une machine électrique, généralement un moteur/générateur à vitesse variable,

ou être absorbé par différents types de freins:

- frein à courants de Foucault,
- frein hydraulique,
- frein mécanique.

3.6.2 Méthodes de mesurage du couple

3.6.2.1 Méthode primaire

Dans la méthode primaire, le couple T est déterminé par la force F appliquée à un bras de levier multipliée par le rayon r auquel elle est appliquée: $T = F \cdot r$

La force appliquée pour équilibrer le dispositif monté en balance peut être mesurée par différents appareils:

- des masses agissant sur un bras de levier (poids et longueur du bras étalonnés). Ceci constitue par nature la véritable méthode primaire.
- une des méthodes suivantes, qui peuvent être étalonnées sur place par la méthode primaire a):
 - transducteur de force,
 - manomètre (par l'intermédiaire d'un piston rotatif),
 - balance mécanique.

Pour améliorer l'exactitude avec laquelle la force totale est déterminée, il est conseillé de contrebalancer une part de la force agissant sur le bras de levier à l'aide de poids étalons.

3.6 Shaft torque measurement

3.6.1 General

The calculation of mechanical power of the runner/impeller P_m requires the determination of the torque applied to the runner/impeller T_m :

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot T_m$$

with $T_m = T \pm T_{Lm}$ $\left[\begin{array}{l} + \text{ for turbine rotational direction} \\ - \text{ for pump rotational direction} \end{array} \right.$

T_{Lm} is the friction torque due to seal and bearing arrangement.

Principally, two different measuring systems can be applied for torque measurement:

- a) those of the type "swinging frame", where T_{Lm} is a so-called "inner torque", i.e. T_{Lm} is taken into account by the system itself (in the following, described as "bearing of rotating parts in balance", see for instance figures 46 and 47).
- b) those where T and T_{Lm} are measured separately (in the following, described as "bearing of rotating parts not in balance", see for instance figure 49).

The shaft torque T of runner/impeller may be absorbed or generated by:

- an electrical machine, usually a motor/generator with variable speed,

or absorbed by different types of brakes:

- eddy-current brake,
- hydraulic brake,
- mechanical brake.

3.6.2 Methods of torque measurement

3.6.2.1 Primary method

In the primary method, the torque T is determined by the force F applied to a lever arm multiplied by the radius r at which it is applied: $T = F \cdot r$

The actual force applied to balance the swinging frame may be measured by:

- a) weighing masses on a lever system (calibrated weights and calibrated lever arm). This is in principle the basic primary method
- b) one of the following methods, which can be calibrated *in situ* by the basic primary method
 - a):
 - force transducer,
 - manometer (via a rotating piston),
 - mechanical balance.

To increase the accuracy in determining the total force, it is recommended to counterbalance a part of the force acting on the arm by means of calibrated weights.

3.6.2.2 Méthode secondaire

On peut utiliser un couplemètre sous réserve que son exactitude soit acceptable pour toutes les parties et qu'il soit étalonné par la méthode primaire. Un couplemètre est constitué par une longueur d'arbre dont la contrainte de torsion, lorsque l'arbre tourne, est convertie en signal électrique par une méthode optique, électrique ou autre. La conception et le montage de ce type de couplemètre doivent être tels que la vitesse, la température, les poussées axiale ou radiale n'influencent pas la mesure.

3.6.3 Méthodes pour absorber ou fournir la puissance

3.6.3.1 Moteur/générateur à vitesse variable

Cette méthode comporte une machine pouvant absorber ou fournir électriquement la puissance, montée de façon à ce qu'on puisse mesurer le couple mécanique. Cet appareil peut être utilisé aussi bien pour les modèles de turbines que de pompes.

3.6.3.2 Frein à courants de Foucault

Le fonctionnement de ce frein électromagnétique se limite à absorber la puissance.

3.6.3.3 Frein hydraulique

Ce frein absorbe la puissance hydrodynamiquement. Il ne convient pas pour une utilisation à faible vitesse, car la puissance absorbée varie comme n^3 .

3.6.3.4 Frein mécanique

Ce frein absorbe la puissance par frottement. Il présente l'avantage de pouvoir appliquer des couples élevés à faible vitesse, voire même jusqu'à une vitesse de rotation nulle. Le couple appliqué doit être permanent et le dispositif mécanique exempt de vibrations.

3.6.4 Schémas de montage

3.6.4.1 Généralités

Les figures 46 à 54 illustrent un certain nombre de dispositifs pratiques comprenant des méthodes primaires et secondaires de mesurage du couple. Tous les dispositifs figurés peuvent être adaptés pour être montés sur une station d'essais à axe horizontal ou vertical.

Les figures 46 et 47 illustrent le principe d'un montage en balance. Le couple exercé sur la roue est mesuré sur le bras du châssis oscillant.

Si le châssis oscillant est composé de deux châssis séparés, comme montré sur la figure 48, les deux couples exercés sur ceux-ci doivent être mesurés et ajoutés algébriquement.

La figure 49 montre un dispositif qui n'est pas entièrement en balance; les pertes dues aux paliers et au joint doivent donc être mesurées séparément.

La figure 50 montre un dispositif où l'arbre du modèle traverse le coude de l'aspirateur. Normalement, un tel dispositif n'est pas entièrement en balance et les pertes doivent donc être prises en compte.

Des dispositifs spéciaux sont nécessaires pour les essais de pompes ou de pompes-turbines à plusieurs étages, comme le montre la figure 51. Il faut porter une attention particulière aux pertes mécaniques P_{Lm} , qui doivent être prises en compte correctement dans toute l'étendue de vitesses et de pressions pouvant survenir lors des essais.

La figure 52 illustre un dispositif utilisant un couplemètre. Les figures 53 et 54 montrent des variantes avec un palier-guide supplémentaire qui peut être en balance ou non.

3.6.2.2 Secondary method

A torquemeter may be used provided its accuracy is acceptable to all parties and it is calibrated by the primary method. A torquemeter comprises a length of shafting whose torsional strain, when rotating, is converted to an electrical output quantity by optical, electrical or other means. The design and the arrangement of this type of torquemeter shall be such that the measurement is not influenced by speed, temperature, axial thrust or radial thrust.

3.6.3 Methods of absorbing/generating power

3.6.3.1 Motor/generator with variable speed

This method comprises a machine for absorbing and generating power electrically, suitably mounted so that the mechanical torque can be measured. This device can be used for both turbine and pump models.

3.6.3.2 Eddy-current brake

The operation of this electromagnetic brake is restricted to absorbing power.

3.6.3.3 Hydraulic brake

This brake absorbs power hydrodynamically. It is unsuitable for use at low speeds as its power absorption varies with n^3 .

3.6.3.4 Mechanical brake

This brake absorbs power by friction. It has the advantage that high torques can be applied at low speeds, even down to zero rotational speed. The torque applied shall be steady and the mechanical system shall be vibration free.

3.6.4 Layout of arrangement

3.6.4.1 General

Figures 46 to 54 show practical arrangements comprising primary and secondary methods of torque measurement. All arrangements shown can be adapted for either a horizontal axis or a vertical axis test stand.

Figures 46 and 47 illustrate the principle of the balance arrangement. The torque acting on the runner/impeller is measured at the torque arm of the swinging frame.

If the swinging frame, as shown in figure 48, is formed by two separate frames, the torques acting on each frame shall be measured and added algebraically.

Figure 49 shows an arrangement not fully in balance, therefore the losses due to bearing and seal shall be measured separately.

Figure 50 shows an arrangement with the model shaft through a draft tube elbow. Normally, such an arrangement is not fully in balance and losses have to be accounted for.

Special arrangements are necessary for testing multistage pumps or pump-turbines as shown in figure 51. Particular attention is to be paid to mechanical losses P_{Lm} which shall be accurately known and accounted for over the whole range of speed and pressure occurring during the test.

Figure 52 illustrates an arrangement using a torquemeter. Figures 53 and 54 show variations with an additional guide bearing which may be balanced or not.

Nomenclature pour les figures 46 à 54:

- 1 parties tournantes
- 2 châssis oscillant
- 3 parties fixes
- 4 palier des parties tournantes en balance
- 5 joint mécanique en balance
- 6 palier à faible frottement du châssis oscillant
- 7 joint labyrinthe, membrane
- 8 palier des parties tournantes non en balance
- 9 joint mécanique des parties tournantes non en balance
- 10 couplemètre
- 11 butée axiale

— — — section de référence pour la mesure du couple

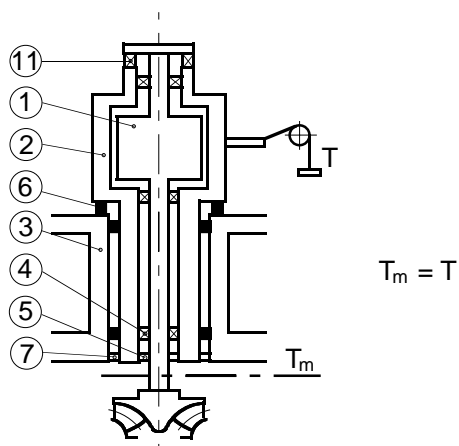


Figure 46 – Montage en balance

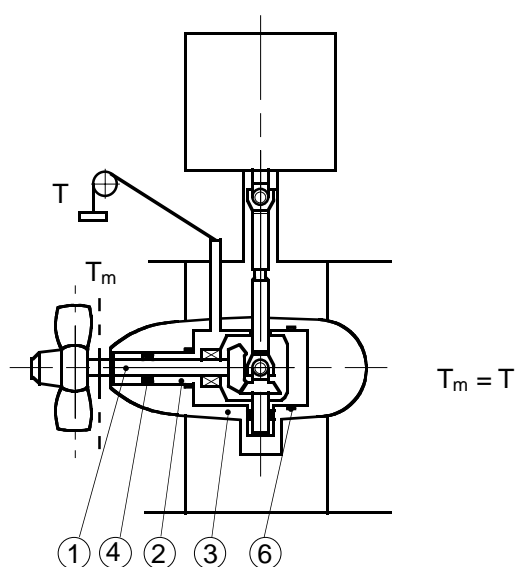
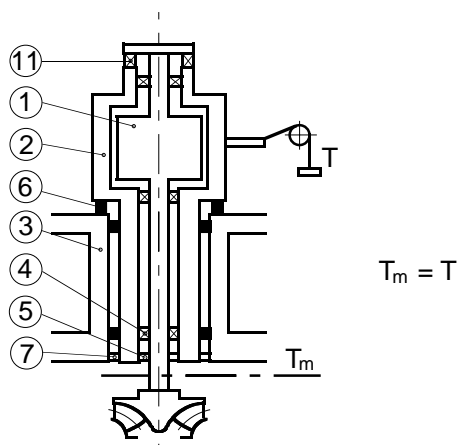
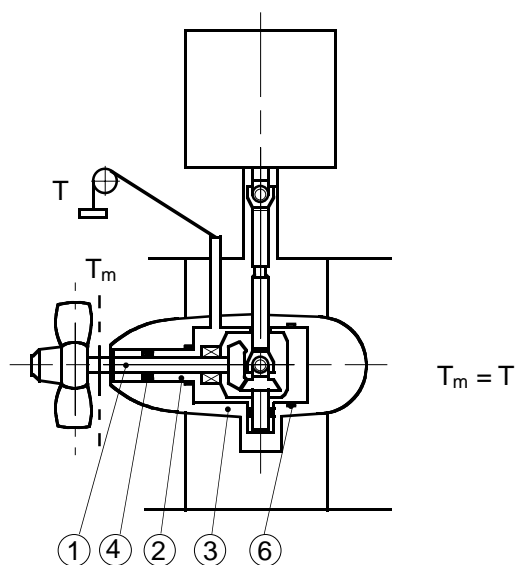
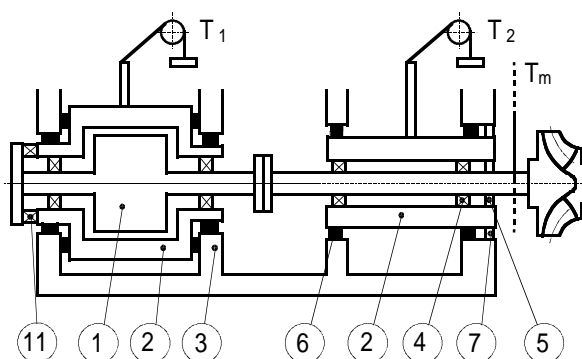


Figure 47 – Montage en balance avec renvoi d'angle

Nomenclature for figures 46 to 54

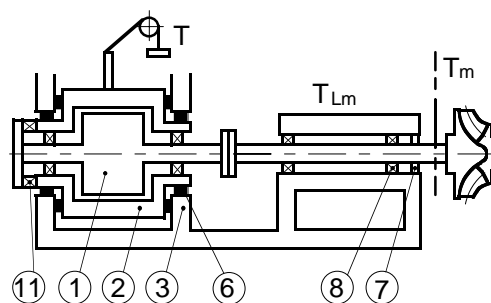
- 1 rotating part
- 2 swinging frame
- 3 stationary part
- 4 bearing of rotating part in balance
- 5 mechanical seal in balance
- 6 low friction bearing of the swinging frame
- 7 labyrinth seal, membrane
- 8 bearing of rotating part not in balance
- 9 mechanical seal of rotating part not in balance
- 10 torquemeter
- 11 axial thrust bearing
- — — reference section for torque measurement

**Figure 46 – Balance arrangement****Figure 47 – Balance arrangement with gear**



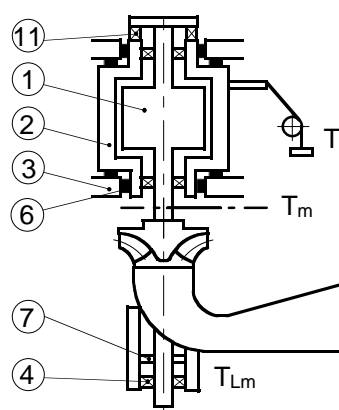
$$T_m = T_1 \pm T_2$$

Figure 48 – Montage en balance avec deux châssis séparés



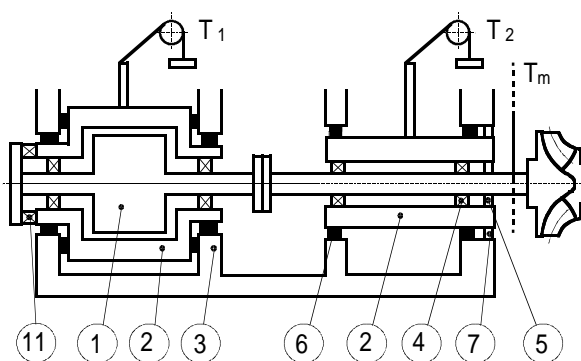
$$T_m = T \pm T_{Lm}$$

Figure 49 – Montage avec les paliers de la machine et les joints non en balance



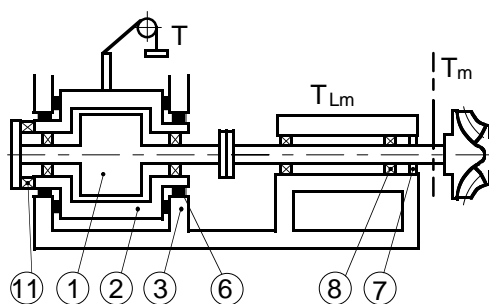
$$T_m = T \pm T_{Lm}$$

Figure 50 – Montage avec palier inférieur et joint non en balance



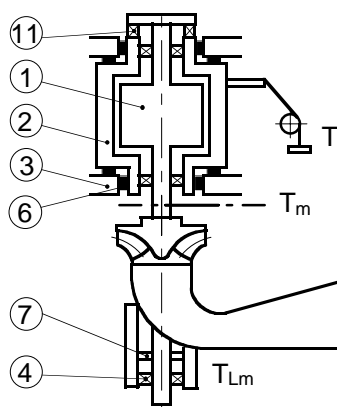
$$T_m = T_1 \pm T_2$$

Figure 48 – Balance arrangement with two separate frames



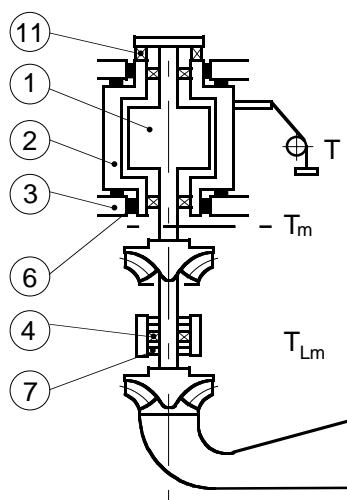
$$T_m = T \pm T_{Lm}$$

Figure 49 – Arrangement with machine bearings and seals not in balance



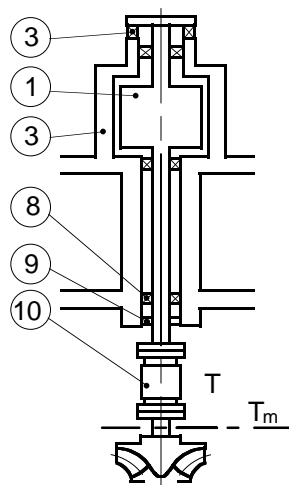
$$T_m = T \pm T_{Lm}$$

Figure 50 – Arrangement with lower bearing and seal not in balance



$$T_m = T \pm T_{Lm}$$

Figure 51 – Montage avec palier intermédiaire et joint non en balance



$$T_m = T$$

Figure 52 – Montage utilisant un couplemètre

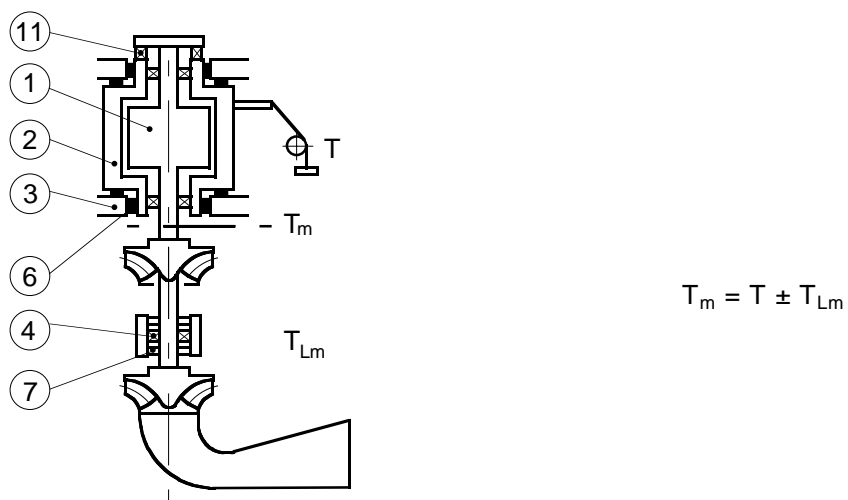


Figure 51 – Arrangement with intermediate bearing and seal not in balance

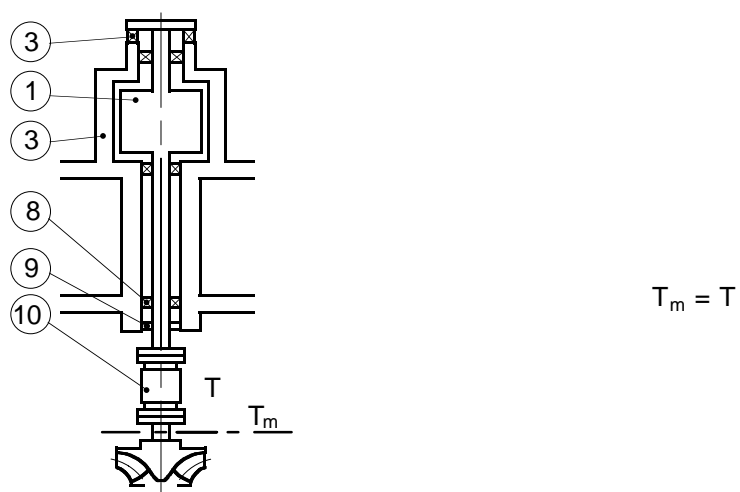
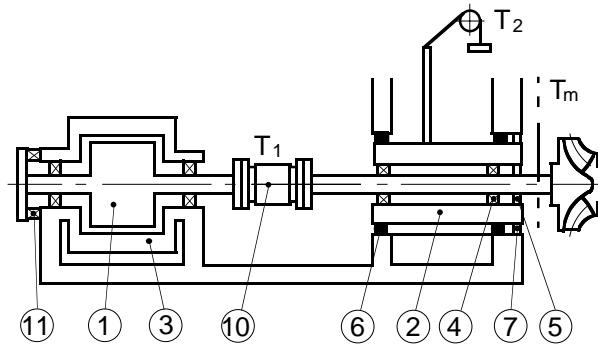
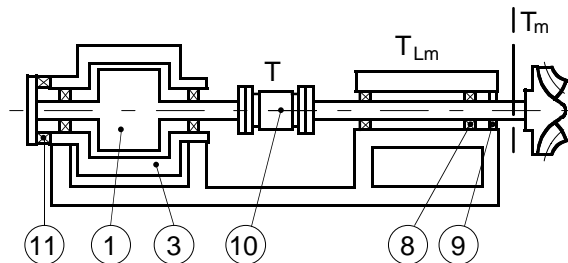


Figure 52 – Arrangement using a torquemeter



$$T_m = T_1 \pm T_2$$

Figure 53 – Montage utilisant un couplemètre avec les paliers de la machine et les joints en balance



$$T_m = T \pm T_{Lm}$$

Figure 54 – Montage utilisant un couplemètre avec les paliers de la machine et les joints non en balance

3.6.4.2 Suspension du châssis oscillant

Pour respecter les prescriptions concernant l'incertitude de mesure dans tout le domaine d'essais, le châssis oscillant doit être supporté par des paliers spéciaux à faible frottement, c'est-à-dire par des paliers hydrostatiques à huile ou à eau. Le châssis oscillant doit de préférence être parfaitement équilibré, sinon il faut limiter le mouvement de rotation.

3.6.4.3 Pertes par ventilation

Quelle que soit la vitesse de rotation du moteur/générateur, il ne doit pas y avoir de couple de réaction dû à la ventilation naturelle ou provoquée, sinon il faut en tenir compte.

3.6.4.4 Connexions du fluide de refroidissement

Le dispositif de mesure du couple doit être conçu de telle sorte que l'entrée et la sortie du fluide de refroidissement n'introduisent pas d'erreurs dues à des composantes tangentielles de la vitesse. Les canalisations flexibles (s'il en est fait usage) ne doivent entraîner aucune contrainte tangentielle mesurable, spécialement lorsqu'elles se trouvent sous pression. Il faut vérifier que les dispositifs d'amortissement (s'il en est fait usage) présentent une égale résistance au mouvement dans l'un ou l'autre sens. De plus, les joints d'arbre retenant le liquide doivent ou bien n'imposer aucun couple de frottement sensible ou bien être munis d'un dispositif de mesure du couple.

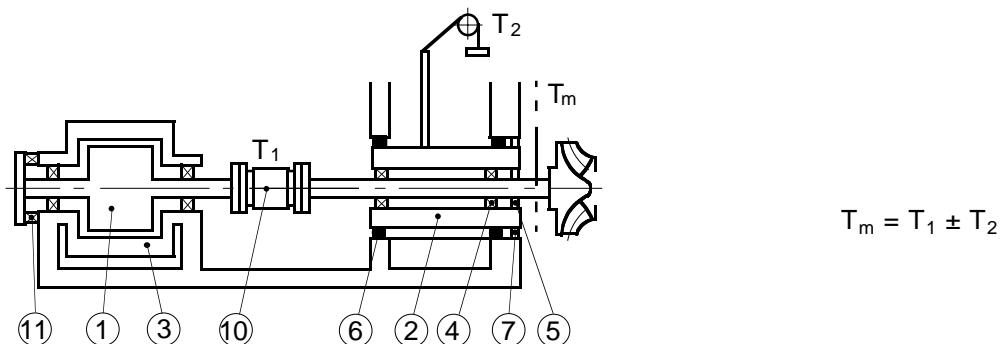


Figure 53 – Arrangement using a torquemeter with machine bearings and seals in balance

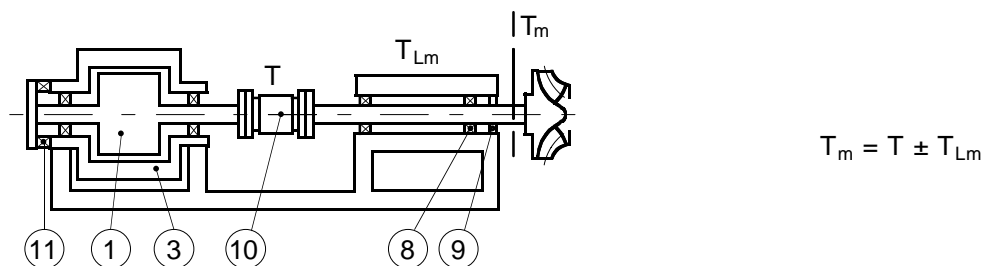


Figure 54 – Arrangement using a torquemeter with machine bearings and seals not in balance

3.6.4.2 Suspension of swinging frame

To meet the requirements regarding uncertainty of measurement over the measured range, special low friction bearings are necessary for suspending the swinging frame, i.e. oil or water hydrostatic bearings. The swinging frame should be perfectly balanced, otherwise it is necessary to limit the rotational movement.

3.6.4.3 Windage losses

Whatever speed of the motor/generator, there shall be no torque reaction caused by windage or by a blower; if there is, this shall be taken into account.

3.6.4.4 Cooling fluid connections

The torque measuring device shall be designed in such a way that the cooling fluid enters and leaves without introducing errors due to tangential velocity components. Flexible pipes (if used) shall impose no measurable tangential restraint, especially when under pressure. Dash-pots (if used) shall be shown to impose equal resistance to motion in either direction. Furthermore, the shaft glands retaining the liquid shall either impose no sensible frictional torque or be provided with a torque measurement device.

3.6.4.5 Joints

Si l'étanchéité entre parties oscillantes et parties fixes est réalisée par des joints à frottement ou à membrane, ceux-ci doivent être étalonnés.

3.6.4.6 Connexions électriques

Les connexions électriques ne doivent imposer aucune contrainte tangentielle mesurable. Des connexions en tresses de cuivre ou des contacts à mercure sont recommandés dans ce but.

3.6.5 Contrôle du système

Les contrôles décrits ci-après sont recommandés afin de vérifier le fonctionnement correct de l'ensemble du dispositif de mesure du couple; l'appareil de mesure doit néanmoins être étalonné.

3.6.5.1 Test de sensibilité

La sensibilité du dispositif d'essai est la plus faible différence de couple qui peut être mesurée par le système. Elle dépend fortement de la conception et de la capacité du dispositif. Une sensibilité réduite indique un fonctionnement incorrect.

Selon la conception et la capacité du dispositif utilisé, la sensibilité doit être comprise entre 0,05 N·m et 0,5 N·m, la valeur inférieure étant valable pour $T_{m,max} < 500$ N·m.

3.6.5.2 Test de vitesse

Ce contrôle est effectué avec la roue démontée ou l'arbre désaccouplé. Le système fonctionne correctement si le couple mécanique T_m reste nul dans toute l'étendue des vitesses.

3.6.5.3 Contréquilibrage

Lors de ce contrôle, le couple ou la force exercé est contrebalancé, totalement ou partiellement, par des poids étalons. Le système fonctionne correctement si la valeur qu'il indique est réduite proportionnellement à ces poids.

3.6.6 Etalonnage

3.6.6.1 Méthode primaire

Lors de l'étalonnage, on doit mesurer les grandeurs suivantes:

- longueur du bras de levier;
- force exercée sur le bras de levier;
- tare sur le bras de levier, si nécessaire.

La force exercée sur le bras de levier doit être appliquée au moyen de poids étalons, en opérant à charges croissantes et décroissantes. Des rubans métalliques et des poulies sans frottement doivent être utilisés pour appliquer les poids équilibrant le couple.

3.6.6.2 Méthode secondaire

Lorsqu'on utilise cette méthode, on doit effectuer un étalonnage du dispositif par une méthode primaire.

3.6.4.5 Seals

If sealing between swinging and fixed parts is made by means of friction or membrane seals, these shall be calibrated.

3.6.4.6 Electrical leads

Electrical connections shall impose no measurable tangential restraint. Braided flexible copper leads or mercury pots are suitable for this purpose.

3.6.5 Checking of system

The checks described below are recommended to verify the correct operation of the whole torque measuring arrangement; nevertheless, the measuring device shall be calibrated.

3.6.5.1 Sensitivity test

The sensitivity of a testing arrangement indicates the lowest torque difference which can be measured through the system. The sensitivity strongly depends on the layout and capacity of the arrangement. Reduced sensitivity indicates to incorrect functioning.

Depending on the layout and capacity of the arrangement used, the sensitivity shall be in a range of 0,05 N·m to 0,5 N·m whereby the low value is valid for $T_{m,max} < 500 \text{ N·m}$.

3.6.5.2 Speed test

This test is carried out with a dismantled runner/impeller or a disconnected shaft. The system functions correctly if the mechanical torque T_m remains zero for the whole range of speeds.

3.6.5.3 Counterbalancing

During this check the applied torque/force, or part of it, is counterbalanced by means of certified masses. The system functions correctly if the display is reduced according to the counterbalancing mass.

3.6.6 Calibration

3.6.6.1 Primary method

During calibration the following quantities shall be measured:

- length of brake lever;
- force on brake lever;
- tare weight of the brake lever if necessary.

The force acting on the brake lever shall be applied by means of certified masses in the direction of both increasing and decreasing loads. Metal tapes and frictionless pulleys shall be used for applying the torque balancing weights.

3.6.6.2 Secondary method

When using this method, a calibration of the arrangement against a primary method shall be carried out.

3.6.6.3 Couple de frottement T_{Lm}

Il se peut qu'une partie du dispositif des paliers et des joints ne soit pas incluse dans le châssis oscillant. Dans ce cas, on doit déterminer le couple de frottement total correspondant T_{Lm} par un essai approprié, en tenant compte de sa variation en fonction de la vitesse de rotation et de la pression au joint d'arbre.

3.6.7 Incertitude sur la mesure du couple

Les incertitudes systématiques relatives que l'on peut attendre (au niveau de confiance de 95 %) sont passées en revue ci-après.

3.6.7.1 Incertitude sur la mesure du couple sur l'arbre par une méthode primaire

3.6.7.1.1 Longueur r du bras du levier

Il est recommandé de mesurer la longueur r du bras de levier avec une incertitude:

$$f_{r,s} = \pm 0,05 \% \text{ à } 0,1 \ \%.$$

3.6.7.1.2 Force F

Il est recommandé de mesurer la force F exercée sur le bras de levier avec une incertitude:

$$f_{F,s} = \pm 0,05 \% \text{ à } 0,1 \ \%.$$

3.6.7.2 Incertitude sur la mesure du couple sur l'arbre par une méthode secondaire

L'incertitude systématique sur le couple sur l'arbre dépend beaucoup du dispositif utilisé. On peut s'attendre à une incertitude de l'ordre de:

$$f_{T,s} = \pm 0,15 \% \text{ à } 0,25 \ \%.$$

3.6.7.3 Incertitude sur la mesure du couple de frottement T_{Lm}

Lorsque l'ensemble des paliers et des joints n'est pas inclus dans le châssis oscillant, il est recommandé de mesurer le couple de frottement T_{Lm} avec une incertitude:

$$f_{T_{Lm},s} = \pm 0,02 \% \text{ à } 0,05 \ \%, \text{ rapportée à } T_{m,max}$$

3.6.7.4 Incertitude systématique sur la mesure du couple à la roue

Sur la base des incertitudes ci-dessus (voir 3.6.7.1 à 3.6.7.3), on peut calculer l'incertitude systématique relative sur le couple à la roue comme indiqué ci-après:

- a) dans le cas d'une méthode primaire avec T_{Lm} pris en compte sur le châssis oscillant (voir figures 46 et 47):

$$f_{Tm,s} = \sqrt{(f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2)}$$

- b) dans le cas d'une méthode secondaire (voir figure 52):

$$f_{Tm,s} = f_{T,s}, \text{ défini en 3.6.7.2}$$

3.6.6.3 Friction torque T_{Lm}

If part of bearing/sealing arrangement is not included in the swinging frame, the relevant total friction torque T_{Lm} shall be determined by an appropriate test taking into account the dependency on speed and shaft seal pressure.

3.6.7 Uncertainty in torque measurement

The expected relative systematic uncertainties (at a confidence level of 95 %) are set out below.

3.6.7.1 Uncertainty in the shaft torque measurement by primary method

3.6.7.1.1 Length of lever arm r

The length of lever arm r should be measured within:

$$f_{r,s} = \pm 0,05 \% \text{ to } 0,1 \ \%.$$

3.6.7.1.2 Force F

The force F acting on the lever arm should be measured within:

$$f_{F,s} = \pm 0,05 \% \text{ to } 0,1 \ \%.$$

3.6.7.2 Uncertainty in the shaft torque measurement by secondary method

The systematic uncertainty in the shaft torque strongly depends on the arrangement used. The expected uncertainty should be within:

$$f_{T,s} = \pm 0,15 \% \text{ to } 0,25 \ \%.$$

3.6.7.3 Uncertainty in the measurement of the friction torque T_{Lm}

Where the bearing/seal arrangement is not included in the swinging frame system, the friction torque T_{Lm} should be measured within:

$$f_{T_{Lm},s} = \pm 0,02 \% \text{ to } 0,05 \ \% \text{, of } T_{m,max}$$

3.6.7.4 Systematic uncertainty in the runner/impeller torque measurement

Using the above uncertainties (see 3.6.7.1 to 3.6.7.3) the relative systematic uncertainty in the runner/impeller torque can be calculated as shown below:

- a) for the primary method with T_{Lm} , measured in the common swinging frame (see figures 46 and 47):

$$f_{Tm,s} = \sqrt{f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2}$$

- b) for the secondary method (see figure 52):

$$f_{Tm,s} = f_{T,s}, \text{ defined in 3.6.7.2}$$

- c) dans le cas d'une méthode primaire avec T_{Lm} non pris en compte sur le châssis oscillant (voir figures 49, 50 et 51)

l'incertitude systématique absolue est:

$$e_{Tm} = \sqrt{T^2 \cdot f_{T,s}^2 + T_{Lm}^2 \cdot f_{T_{Lm},s}^2} = \sqrt{T^2 (f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2) + T_{Lm}^2 \cdot f_{T_{Lm},s}^2}$$

et l'incertitude systématique relative est alors:

$$f_{Tm} = \frac{e_{Tm}}{T_m}$$

- d) dans le cas d'une méthode secondaire avec T_{Lm} non pris en compte sur le châssis oscillant (voir figure 54):

l'incertitude systématique absolue est:

$$e_{Tm} = \sqrt{T^2 \cdot f_{T,s}^2 + T_{Lm}^2 \cdot f_{Lm,s}^2}$$

et l'incertitude systématique relative est alors:

$$f_{Tm} = \frac{e_{Tm}}{T_m}$$

3.7 Mesurage de la vitesse de rotation

3.7.1 Généralités

La détermination de la puissance mécanique à la roue nécessite de connaître la vitesse de rotation de l'arbre de la roue.

3.7.2 Méthodes de mesurage de la vitesse

La vitesse de rotation du modèle de turbine ou de pompe peut être mesurée par l'une des méthodes suivantes:

- comptage des impulsions engendrées par l'arbre du modèle, à l'aide d'un compteur électronique et d'une base de temps. Le générateur d'impulsions peut être électrique ou optique;
- fréquencesmètre électrique relié à un générateur entraîné directement par l'arbre du modèle;
- tachymètre électrique de grande précision comprenant un aimant permanent stable entraîné directement par l'arbre du modèle.

3.7.3 Contrôle

Habituellement, l'appareil de mesure de la vitesse n'est pas vraiment étalonné mais contrôlé

- soit par comparaison avec un autre appareil de mesure de vitesse;
- soit par contrôle séparé du comptage des impulsions et de l'exactitude de la base de temps.

En cas de mauvais fonctionnement, les erreurs possibles sont dues:

- à des impulsions manquantes;
- à une variation de la base de temps.

- c) for the primary method with T_{Lm} , not measured with swinging frame (see figures 49, 50 and 51):

The absolute systematic uncertainty is:

$$e_{Tm} = \sqrt{T^2 \cdot f_{T,s}^2 + T_{Lm}^2 \cdot f_{Lm,s}^2} = \sqrt{T^2 (f_{r,s}^2 + f_{F,s}^2) + T_{Lm}^2 \cdot f_{Lm,s}^2}$$

then the relative systematic uncertainty is:

$$f_{Tm} = \frac{e_{Tm}}{T_m}$$

- d) for the secondary method with T_{Lm} not measured with a swinging frame (see figure 54)

the absolute systematic uncertainty is:

$$e_{Tm} = \sqrt{T^2 \cdot f_{T,s}^2 + T_{Lm}^2 \cdot f_{Lm,s}^2}$$

then the relative systematic uncertainty is:

$$f_{Tm} = \frac{e_{Tm}}{T_m}$$

3.7 Rotational speed measurement

3.7.1 General

Determination of the mechanical power of the runner/impeller requires knowledge of the rotational speed of the runner/impeller shaft.

3.7.2 Methods of speed measurement

The rotational speed of the turbine/pump model may be measured by one of the following methods:

- counting of pulses generated by the model shaft, using an electronic counter and timebase. The pulse generator may be electrical or optical;
- electrical frequency meter connected with a generator directly driven by the model shaft;
- electrical high-precision tachometer comprising a stable permanent magnet directly driven by the model shaft.

3.7.3 Checking

Usually, the speed measurement device is not truly calibrated, but checked

- either by comparison with another speed measurement device;
- or by checking separately the counting of pulses and the accuracy of the time base.

In case of malfunction, possible errors are:

- missing pulses;
- change of time base.

3.7.4 Incertitude de mesure

Lorsqu'on utilise l'appareillage mentionné ci-dessus, on peut s'attendre à une incertitude systématique comprise entre

$$f_{n,s} = \pm 0,01 \% \text{ et } 0,05 \%$$

3.8 Calcul des résultats d'essai

3.8.1 Généralités

Les garanties principales de performances hydrauliques vérifiables par un essai sur modèle (voir 1.4.2) portent sur: la puissance, le débit et/ou l'énergie hydraulique massique, le rendement, la vitesse et/ou le débit d'emballlement stabilisé.

Les résultats de l'essai sur modèle doivent être transformés en grandeurs directement comparables aux valeurs spécifiées ou garanties dans le contrat. Les procédures permettant de calculer ces grandeurs, décrites ci-après, sont résumées dans le diagramme de la figure 62. Les parties doivent s'accorder avant le début des essais sur la procédure exacte à appliquer.

Le paragraphe 3.8.2 traite du calcul de la puissance mécanique à la roue, du débit et/ou de l'énergie hydraulique massique et du rendement hydraulique dans le domaine garanti, compte tenu de l'influence de la cavitation (voir 3.8.2.3.7 et 3.8.2.4.2).

Le paragraphe 3.8.3 traite du calcul de la vitesse et du débit d'emballlement stabilisé, compte tenu de l'influence de la cavitation (voir 3.8.3.2).

Les paragraphes 3.8.2.5 et 3.8.3.4 rassemblent toutes les formules à utiliser.

L'annexe E présente un résumé de la procédure d'essai et de calcul.

Le tableau 6 présente, pour l'essai de performances hydrauliques d'une machine:

- les paramètres géométriques;
- les variables hydrauliques indépendantes;
- les variables hydrauliques dépendantes.

Des exemples de diagrammes de performances pour une turbine Francis, une turbine Kaplan, une pompe radiale, une pompe (axiale) à double réglage et une turbine Pelton sont donnés respectivement dans les figures 55 à 60. Dans le cas d'une turbine à simple réglage, il est donné deux exemples de diagramme en colline tracés l'un en fonction des facteurs de débit et de vitesse (figure 55), l'autre en fonction des coefficients de débit et d'énergie (figure 56). Un exemple d'un diagramme de fonctionnement dans les quatre quadrants pour une pompe-turbine (radiale) à simple réglage est illustré par la figure 61.

Les rendements hydrauliques mesurés sur deux machines à réaction géométriquement semblables pour tout couple de points de fonctionnement hydrauliquement semblables (voir 2.3.1.2) dans le domaine de rendement garanti sont généralement différents à cause de valeurs différentes du nombre de Reynolds d'essai, celui-ci influant sur le rendement hydraulique (et donc sur la puissance mécanique à la roue), comme décrit dans l'annexe F.

Par conséquent, même pour une comparaison à des garanties données sur modèle, toutes les valeurs de rendement hydraulique calculées lors des essais sur un modèle donné doivent être rapportées à un nombre de Reynolds constant, habituellement fixé dans le contrat, à l'aide d'une formule d'effet d'échelle (voir 1.4.1.4 et 3.8.2.2). Les symboles correspondants sont alors η_{HM^*} et P_{ED^*} ou P_{nD^*} .

3.7.4 Uncertainty of measurement

Using the aforementioned instrumentation, systematic uncertainty is expected to be within

$$f_{n,s} = \pm 0,01 \% \text{ to } 0,05 \%$$

3.8 Computation of test results

3.8.1 General

The main hydraulic performance guarantees verifiable by model test are (see 1.4.2): power, discharge and/or specific hydraulic energy, efficiency, steady-state runaway speed and/or discharge.

The model test results shall be transformed into quantities directly comparable with the data specified or guaranteed in the contract. The procedures to calculate these quantities are described below, and summarized as a flow chart in figure 62. The procedures shall be agreed between the parties prior to the beginning of the tests.

Subclause 3.8.2 deals with the computation of mechanical power of runner/impeller, discharge and/or specific hydraulic energy, and hydraulic efficiency in the guarantee range and includes the influence of cavitation (see 3.8.2.3.7 and 3.8.2.4.2).

Subclause 3.8.3 deals with the computation of steady-state runaway speed and discharge, and includes the influence of cavitation (see 3.8.3.2).

Subclauses 3.8.2.5 and 3.8.3.4 provide the formulae to be used.

Annex E provides an abstract of the test and calculation procedure.

For the hydraulic performance test of a machine, table 6 shows:

- the geometric parameters;
- the independent hydraulic variables;
- the dependent hydraulic variables.

Examples of performance diagrams for a Francis turbine, a Kaplan turbine, a radial pump, a double-regulated (axial) pump and a Pelton turbine are given respectively in figures 55 to 60. In the case of a single-regulated turbine, two examples of hill diagrams are given using either discharge and speed factors (see figure 55) or discharge and energy coefficients (see figure 56). An example of a four quadrant diagram for a single-regulated (radial) pump-turbine is shown in figure 61.

Hydraulic efficiencies measured on two geometrically similar reaction machines at any hydraulically similar operating points (see 2.3.1.2) of the guaranteed efficiency range are generally different because of the different values of test Reynolds number, which affects hydraulic efficiency (and consequently the mechanical power of runner/impeller), as explained in annex F.

Therefore, even for comparison with the guarantees given on the model, all values of hydraulic efficiency computed during the tests on a given model shall be referred to a constant Reynolds number, usually stated in the contract, by using the scale effect formula (see 1.4.1.4 and 3.8.2.2). The relevant symbols become η_{hM^*} and P_{ED^*} or P_{nD^*} .

Lorsque les essais sur modèle peuvent être effectués au nombre de Reynolds spécifié dans le contrat, aucune formule d'effet d'échelle n'est à appliquer.

Tableau 6 – Variables définissant le point de fonctionnement d'une machine

	MACHINE		
	A simple réglage	A double réglage	Non réglable
Paramètre géométrique	α ou β ou s	α et β	----
Variables hydrauliques indépendantes	E_{nD} , Q_{nD} , σ_{nD} ou η_{ED} , Q_{ED} , σ	E_{nD} , Q_{nD} , σ_{nD} ou η_{ED} , Q_{ED} , σ	E_{nD} ou Q_{nD} , σ_{nD} ou η_{ED} ou Q_{ED} , σ
Variables hydrauliques dépendantes	η_h P_{nD} ou P_{ED}	η_h P_{nD} ou P_{ED}	η_h Q_{nD} ou E_{nD} , P_{nD} ou Q_{ED} ou η_{ED} , P_{ED}
Pour les essais d'emballement, $\eta_h = 0$ et $P_{nD} = P_{ED} = 0$: – pour les machines à simple réglage, une seule des grandeurs E_{nD} , Q_{nD} (ou η_{FD} , Q_{FD}) est une variable indépendante; – pour les machines non réglables, il n'existe qu'un seul point d'emballement (en négligeant l'influence de la cavitation).			

Le prototype a normalement un nombre de Reynolds Re_p bien défini. Le rendement hydraulique mesuré sur le modèle d'une machine à réaction doit être transposé en rendement hydraulique du prototype en tenant compte de l'effet d'échelle dû au nombre de Reynolds.

Sauf accord contraire, on admet qu'il n'y a pas d'effet d'échelle dû au nombre de Reynolds sur n , Q , E et les termes adimensionnels correspondants (voir 3.8.2.5.1); on a donc $\eta_{EDM} = \eta_{EDP}$ et $Q_{EDM} = Q_{EDP}$ (ou $E_{nDM} = E_{nDP}$ et $Q_{nDM} = Q_{nDP}$).

Dans le cas des machines à plusieurs étages, si le modèle est essayé avec un nombre réduit d'étages (voir 2.1.3.4.2), on doit convenir de la méthode de calcul des caractéristiques du modèle pour tenir compte de la diminution du nombre d'étages (fuites aux labyrinthes et pertes de puissance) et de la transposition de ces caractéristiques au prototype.

Pour les turbines à action (Pelton), il n'est pas tenu compte d'un effet d'échelle sur le rendement, sauf spécification contraire dans le contrat (voir 1.4.1.4a) et 3.8.2.2b)).

Where the model tests can be performed at the Reynolds number specified in the contract, no scale effect formula is applied.

Table 6 – Variables defining the operating point of a machine

	MACHINE		
	Single-regulated	Double-regulated	Non-regulated
Geometrical parameter	α or β or s	α and β	–
Independent hydraulic variables	E_{nD} , Q_{nD} , σ_{nD} or η_{ED} , Q_{ED} , σ	E_{nD} , Q_{nD} , σ_{nD} or η_{ED} , Q_{ED} , σ	E_{nD} or Q_{nD} , σ_{nD} or η_{ED} or Q_{ED} , σ
Dependent hydraulic variables	η_h P_{nD} or P_{ED}	η_h P_{nD} or P_{ED}	η_h Q_{nD} or E_{nD} , P_{nD} or Q_{ED} or η_{ED} , P_{ED}
For runaway tests $\eta_h = 0$ and $P_{nD} = P_{ED} = 0$: – for single-regulated machines, only one of the quantities E_{nD} , Q_{nD} (or η_{FD} , Q_{FD}) is an independent variable; – for non-regulated machines, there is only one runaway point (neglecting the influence of cavitation).			

The prototype usually has a well defined Reynolds number Re_p . The hydraulic efficiency measured on a reaction machine model shall be transformed into the prototype hydraulic efficiency taking into account the scale effect due to the Reynolds number.

No scale effect due to the Reynolds number is assumed for η , Q , E and the relevant dimensionless terms unless otherwise agreed (see 3.8.2.5.1): therefore $\eta_{EDM} = \eta_{EDP}$ and $Q_{EDM} = Q_{EDP}$ (or $E_{nDM} = E_{nDP}$ and $Q_{nDM} = Q_{nDP}$).

With multistage machines, if the model is tested with a reduced number of stages (see 2.1.3.4.2), the method of calculation of model data, taking into account the effect of reduced stages (labyrinth leakage and power loss) and the transformation of these to prototype conditions shall be agreed.

For impulse turbines (Pelton), no scale effect in efficiency is taken into account, unless otherwise specified in the contract (see 1.4.1.4a) and 3.8.2.2b)).

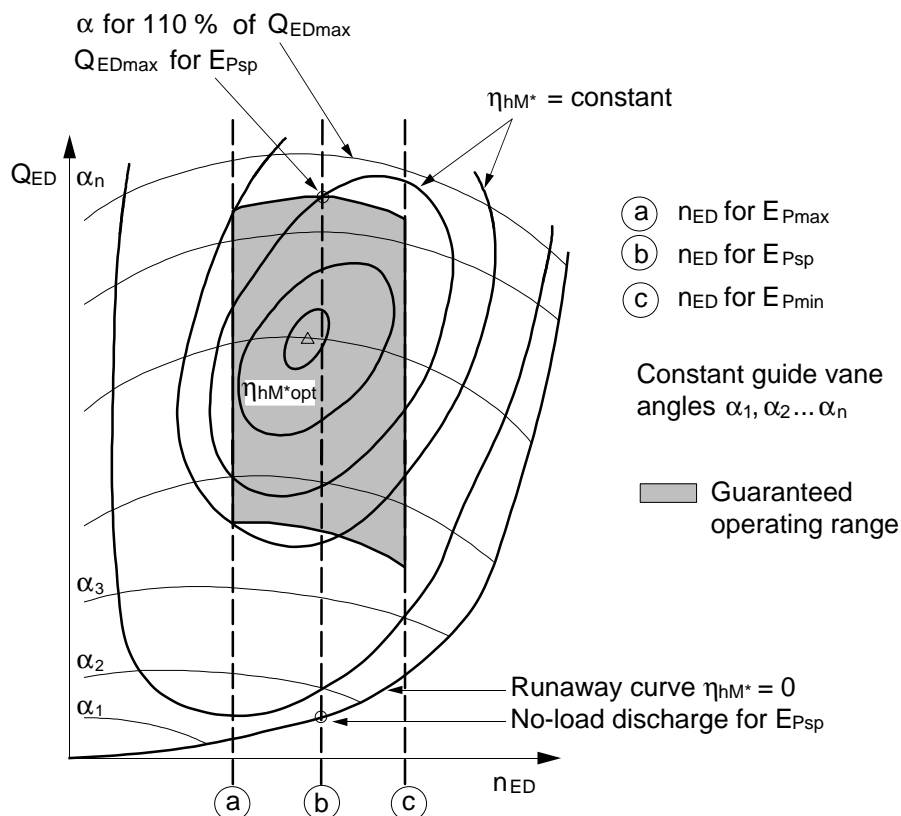


Figure 55 – Single-regulated (Francis) model turbine: performance hill diagram (discharge factor versus speed factor)

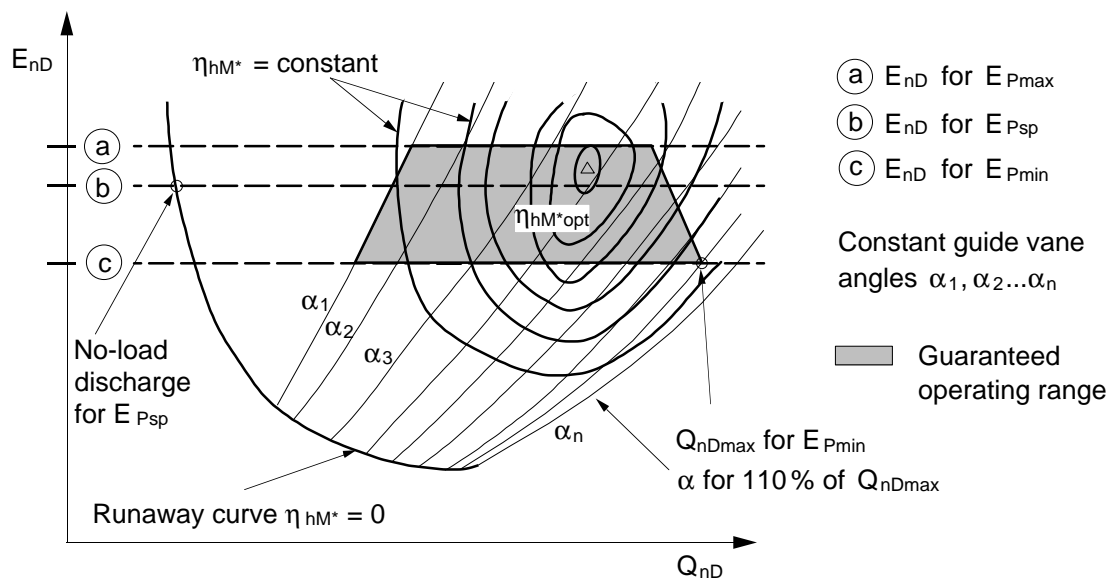
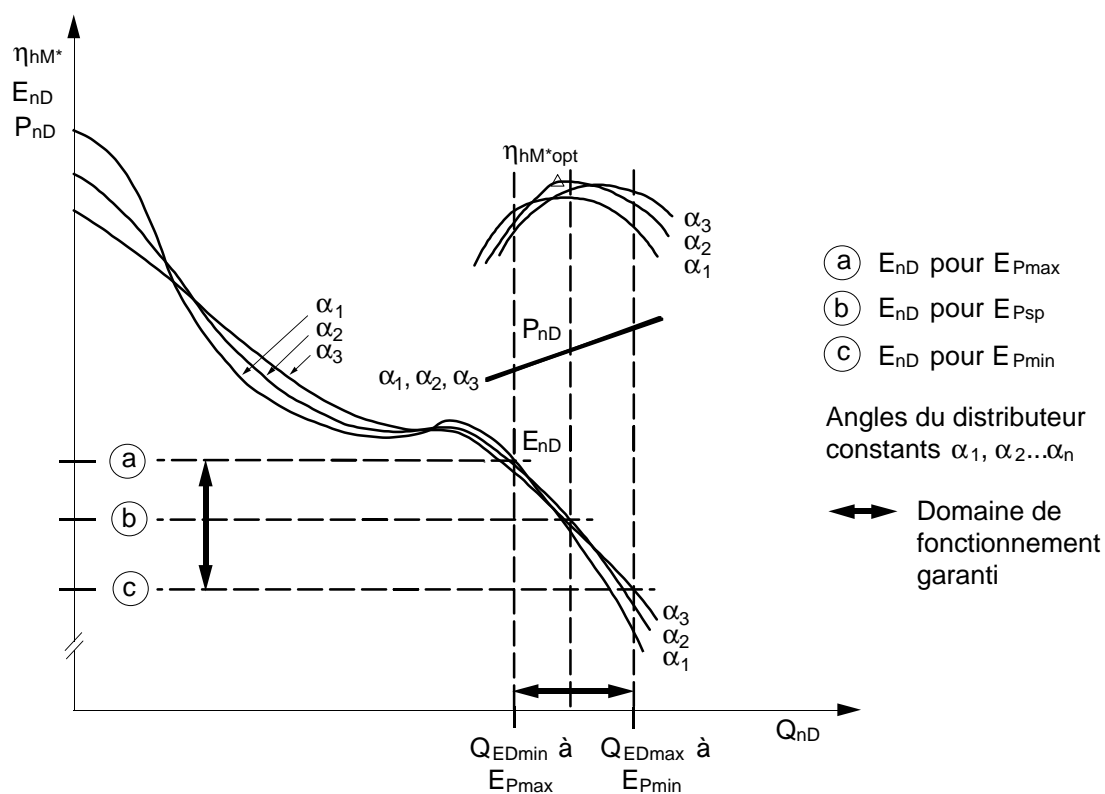
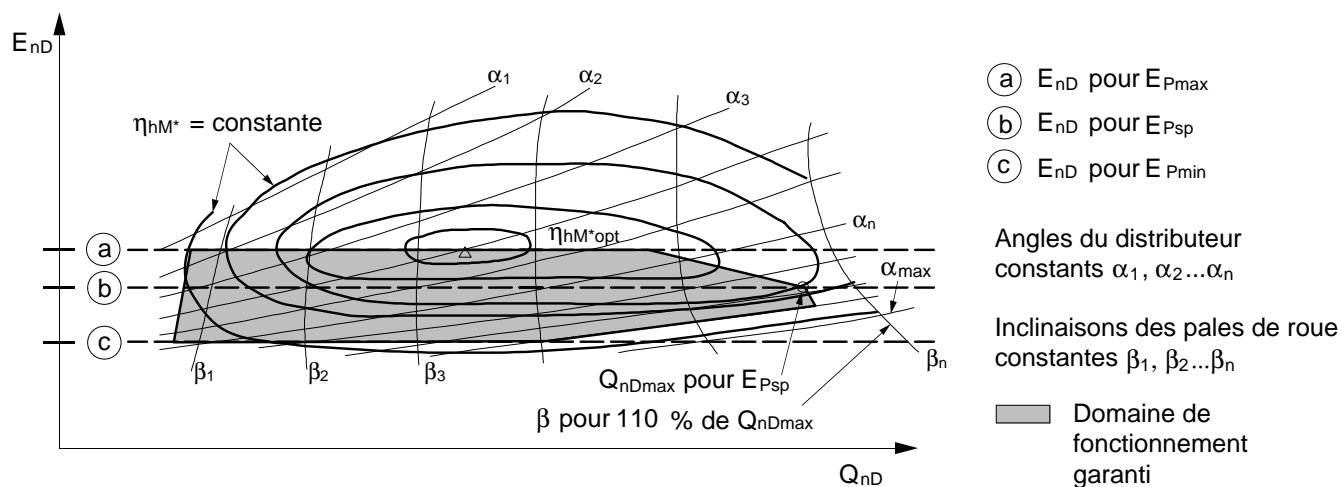


Figure 56 – Single-regulated (Francis) model turbine: performance hill diagram (energy coefficient versus discharge coefficient)



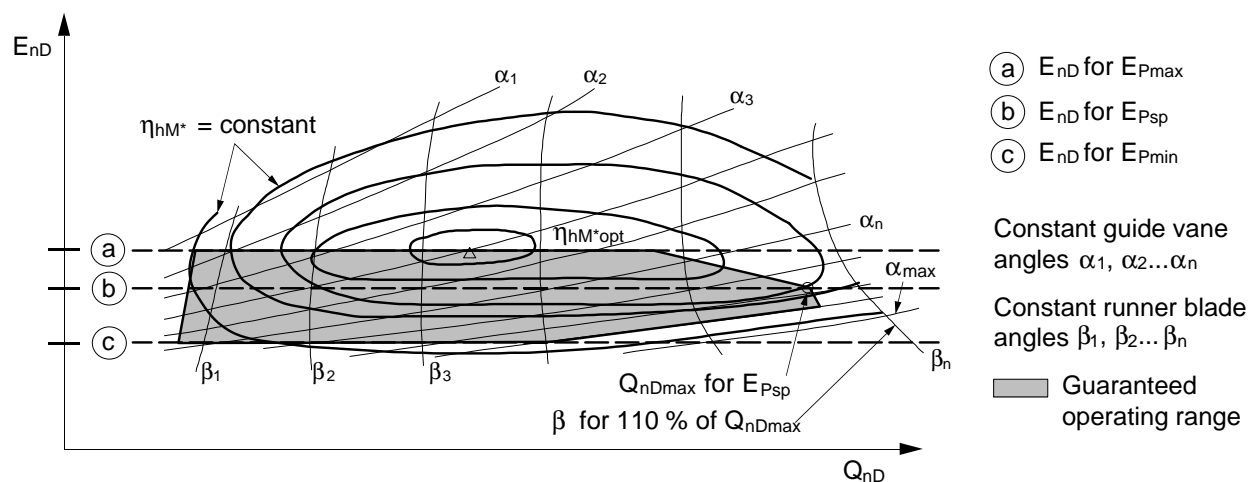


Figure 57 – Double-regulated (Kaplan) model turbine: performance hill diagram

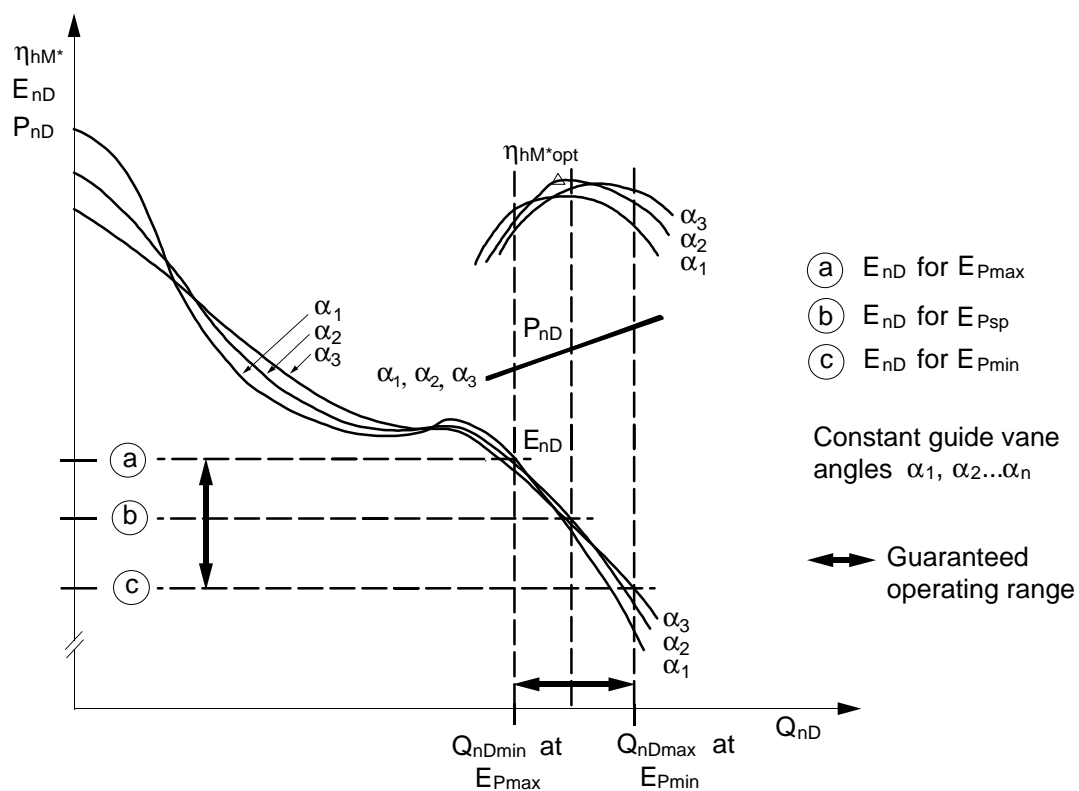


Figure 58 – Single-regulated (radial) model pump: performance diagram

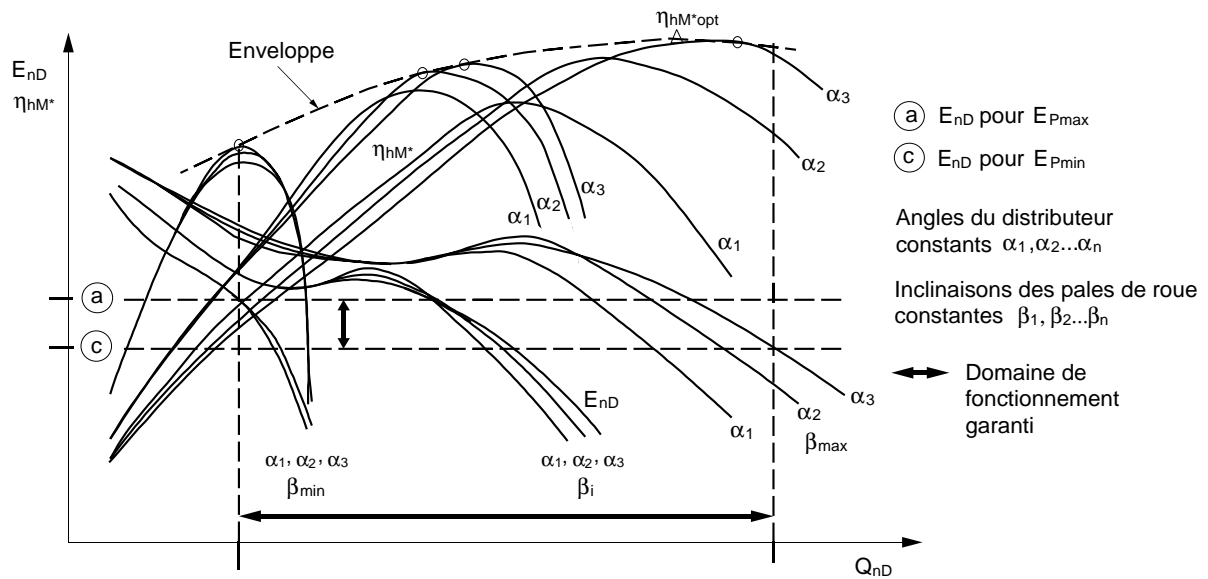


Figure 59 – Modèle de pompe à double réglage: diagramme de performances

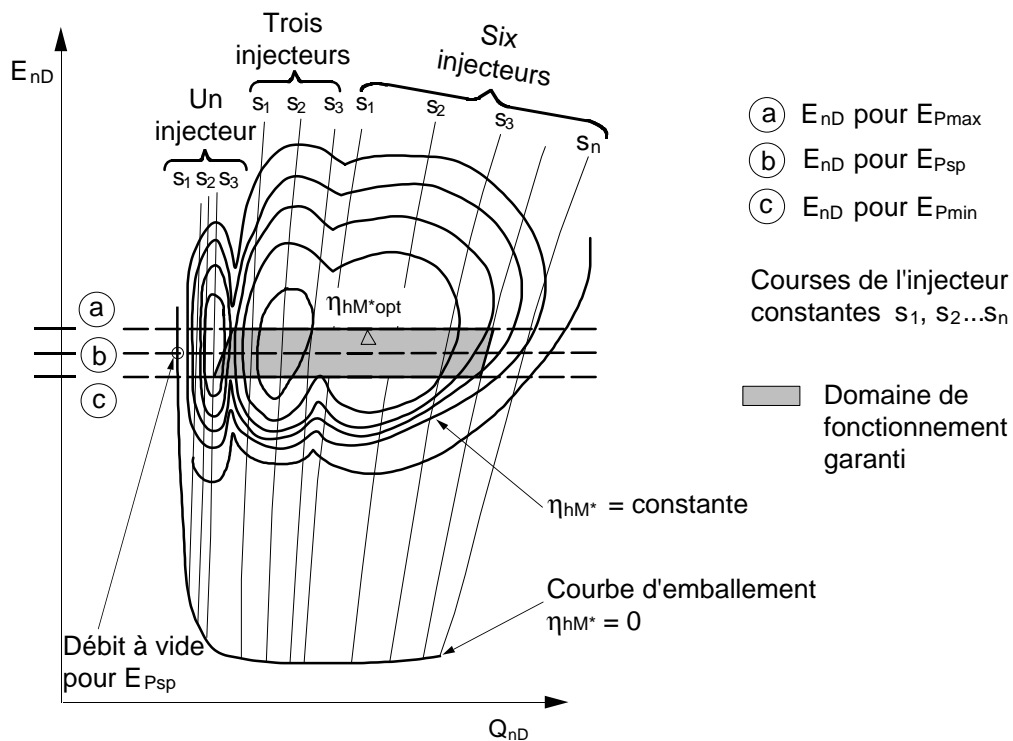


Figure 60 – Modèle de turbine Pelton: diagramme en colline (exemple d'une machine à six injecteurs)

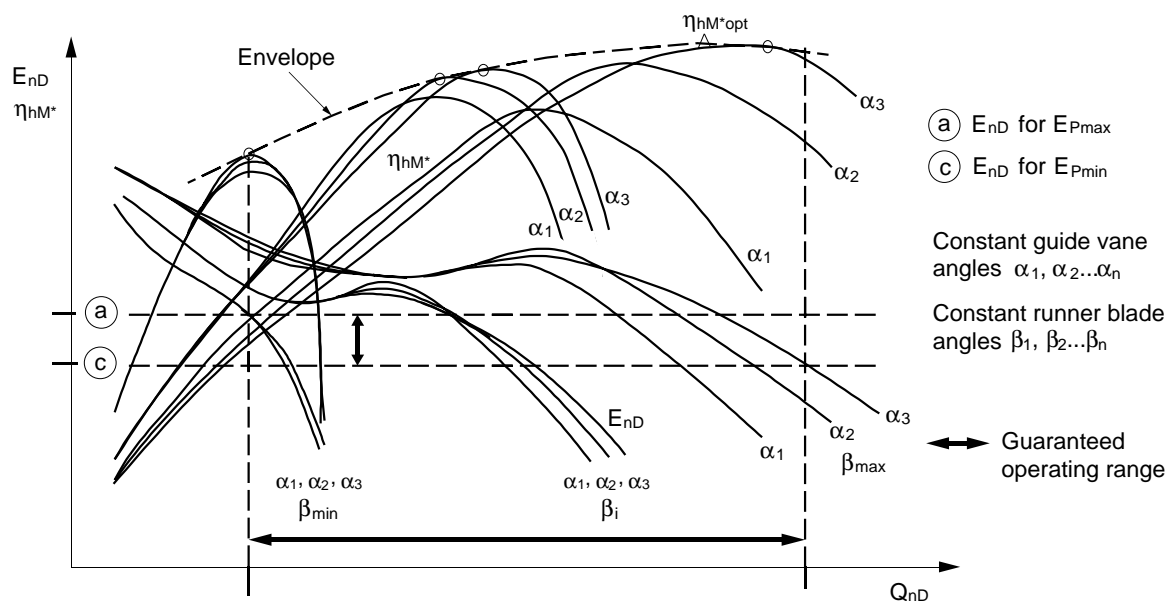


Figure 59 – Double-regulated model pump: performance diagram

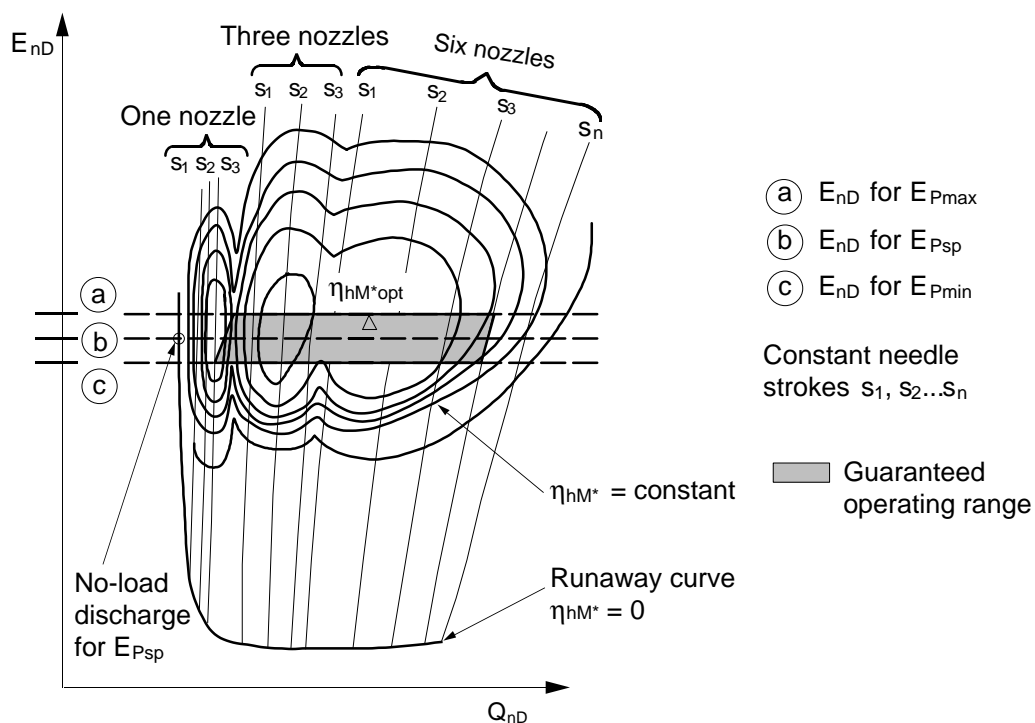


Figure 60 – Pelton model turbine: performance hill diagram (example for a six-nozzle machine)

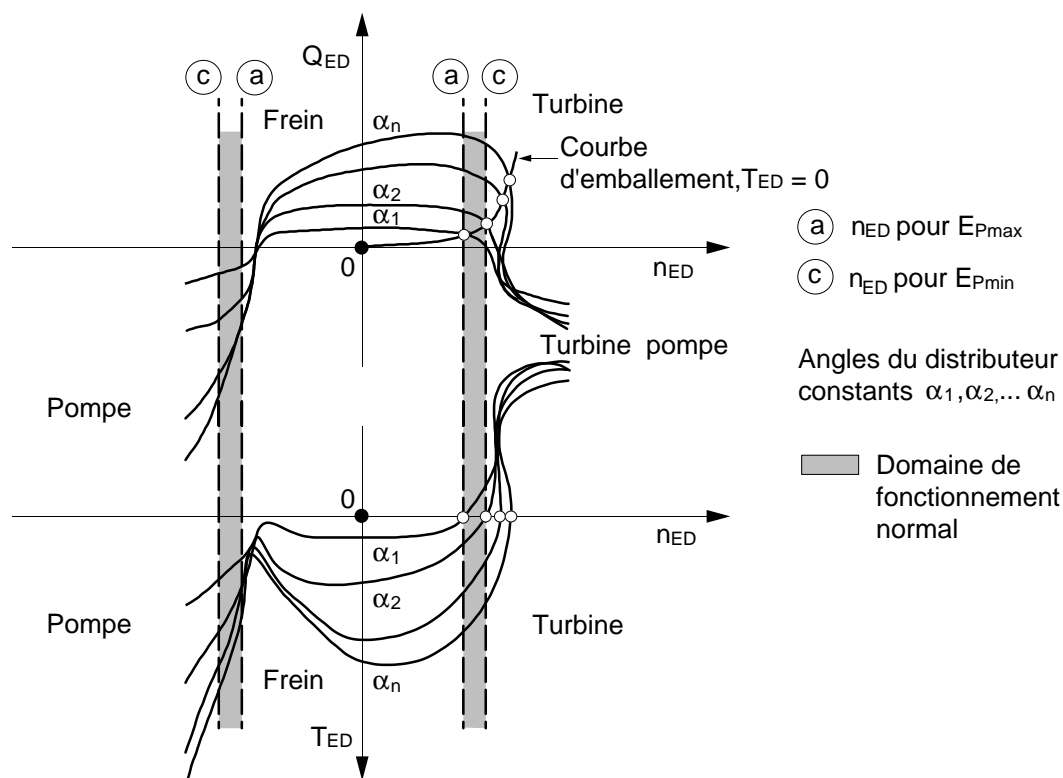


Figure 61 – Modèle de pompe-turbine radiale: diagramme général des quatre quadrants

3.8.2 Calcul de la puissance, du débit et du rendement dans le domaine garanti

3.8.2.1 Calcul des performances du modèle en un point

En chaque point, on relève une ou plusieurs lectures et/ou enregistrements des grandeurs physiques utilisées pour déterminer les performances hydrauliques du modèle (voir 2.4).

Les valeurs moyennes de E_M , Q_{1M} , n_M , P_{mM} et $NPSE_M$ sont alors calculées (voir 3.1); les formules données en 2.4.1.4 permettent de calculer le rendement hydraulique η_{hM} du modèle. Le nombre de Reynolds Re_M est calculé par la formule donnée en 1.3.3.11.1.

3.8.2.2 Calcul des performances du modèle rapportées à Re_{M^*} constant

a) Machines à réaction

Normalement, les essais sur modèle sont effectués à nombre de Reynolds constant Re_{M^*} . Si les garanties sont données pour le modèle à un nombre de Reynolds spécifié Re_{Msp} , il est de bonne pratique de choisir $Re_{M^*} = Re_{Msp}$. Si l'essai sur modèle ne peut pas être effectué à nombre de Reynolds constant, le rendement hydraulique calculé pour chaque point à un nombre de Reynolds Re_M différent doit être transposé en le rapportant à Re_{M^*} (voir figures 62 et 63).

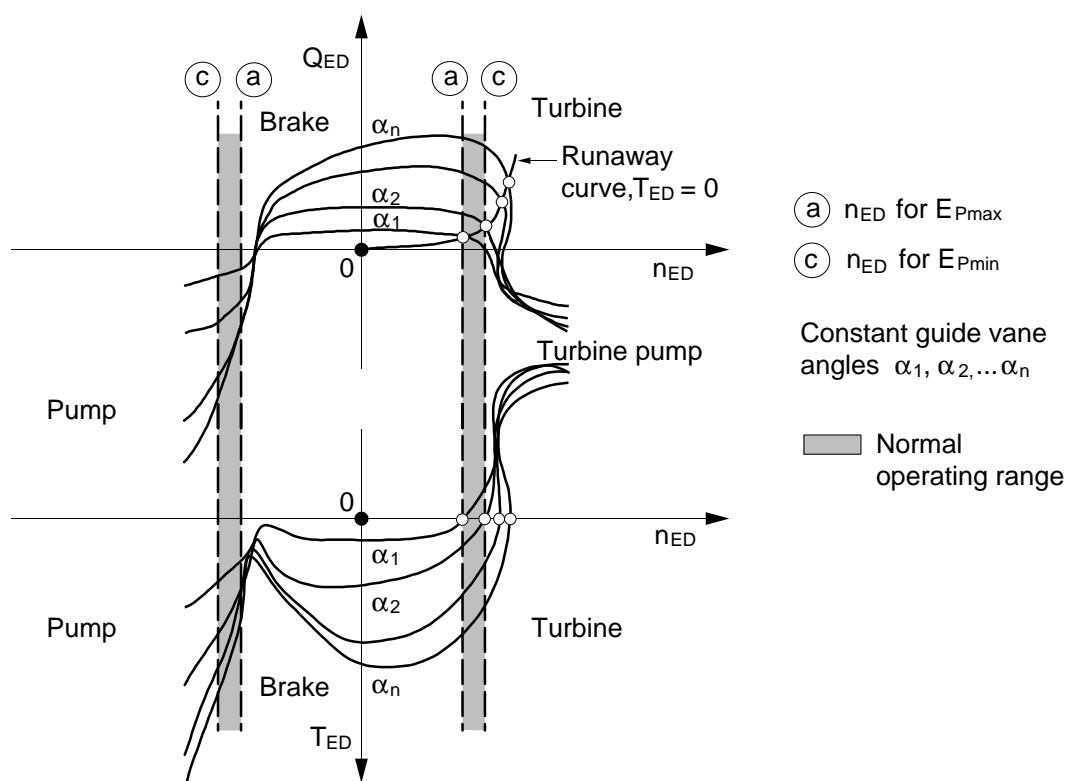


Figure 61 – Radial model pump-turbine: general four quadrant diagram

3.8.2 Computation of power, discharge and efficiency in the guarantee range

3.8.2.1 Computation of the model performance at a point

For each point a set of one or more readings and/or recordings of the physical quantities used to determine the hydraulic performance of the model (see 2.4) is made.

The average values of E_M , Q_{1M} , η_M , P_{mM} and $NPSE_M$ are then computed (see 3.1); the formulae shown in 2.4.1.4 enable the hydraulic efficiency η_{hM} of the model to be calculated. The Reynolds number Re_M is computed by the formula in 1.3.3.11.1.

3.8.2.2 Computation of model performance referred to a constant Re_{M^*}

a) Reaction machines

Normally, model tests are carried out at constant Reynolds number Re_{M^*} . If the guarantees are given on the model at a specified Reynolds number Re_{Msp} , it is good practice to choose $Re_{M^*} = Re_{Msp}$. If the model test cannot be carried out at constant Reynolds number, the hydraulic efficiency calculated for each point with a different Reynolds number Re_M shall be scaled to Re_{M^*} (see figures 62 and 63).

On applique pour cela la formule suivante¹⁾:

$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow M^*} = \delta_{\text{ref}} \left[\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_M} \right)^{0,16} - \left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{M^*}} \right)^{0,16} \right]$$

dans laquelle

$$\delta_{\text{ref}} = \frac{1 - \eta_{\text{hoptM}}}{\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{\text{optM}}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{\text{ref}}}{V_{\text{ref}}}} \quad \text{et} \quad \text{Re}_{\text{ref}} = 7 \cdot 10^6$$

- Re_{optM} est le nombre de Reynolds pour lequel on relève le rendement hydraulique optimal η_{hopt} dans chaque mode de fonctionnement du modèle (voir 3.8.2.2.1);
- la valeur de V_{ref} est donnée en 3.8.2.2.2.

b) Turbines à action

Avec les turbines à action (Pelton), plusieurs constructeurs ont constaté des effets d'échelle qui dépendent essentiellement des nombres de Froude, de Reynolds et de Weber. Une procédure pour tenir compte de ces effets est proposée à l'annexe K et peut être utilisée après accord mutuel.

¹⁾ Cette formule est un cas particulier de la formule générale d'effet d'échelle donnée à l'annexe F.

The following formula¹⁾ is applied:

$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow M^*} = \delta_{\text{ref}} \left[\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_M} \right)^{0,16} - \left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{M^*}} \right)^{0,16} \right]$$

where

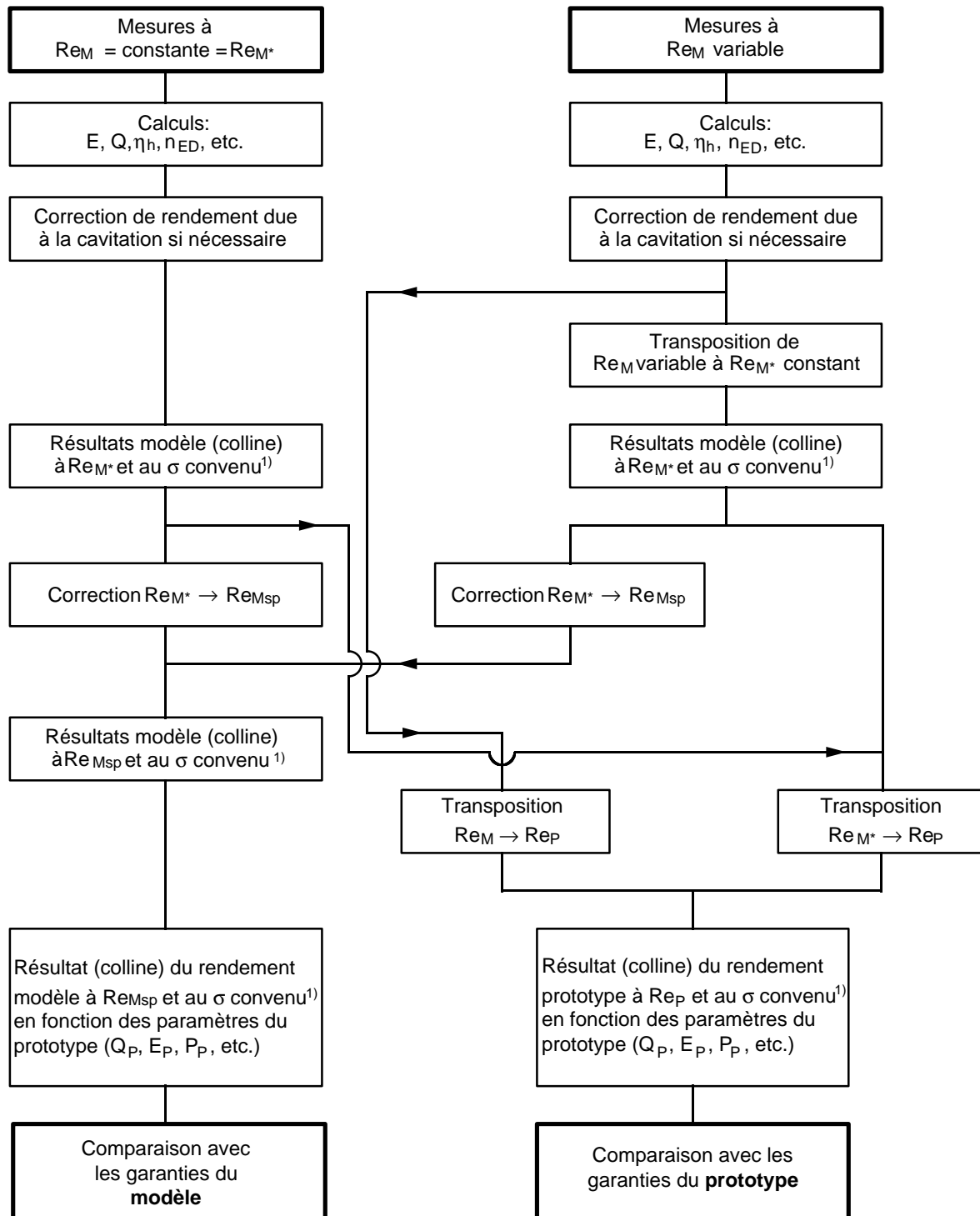
$$\delta_{\text{ref}} = \frac{1 - \eta_{\text{hoptM}}}{\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{\text{optM}}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{\text{ref}}}{V_{\text{ref}}}} \quad \text{and} \quad \text{Re}_{\text{ref}} = 7 \cdot 10^6$$

- Re_{optM} is the Reynolds number at which the optimum hydraulic efficiency η_{hopt} in each operating mode of the model is measured (see 3.8.2.2.1);
- the value of V_{ref} is taken from 3.8.2.2.2.

b) Impulse turbines

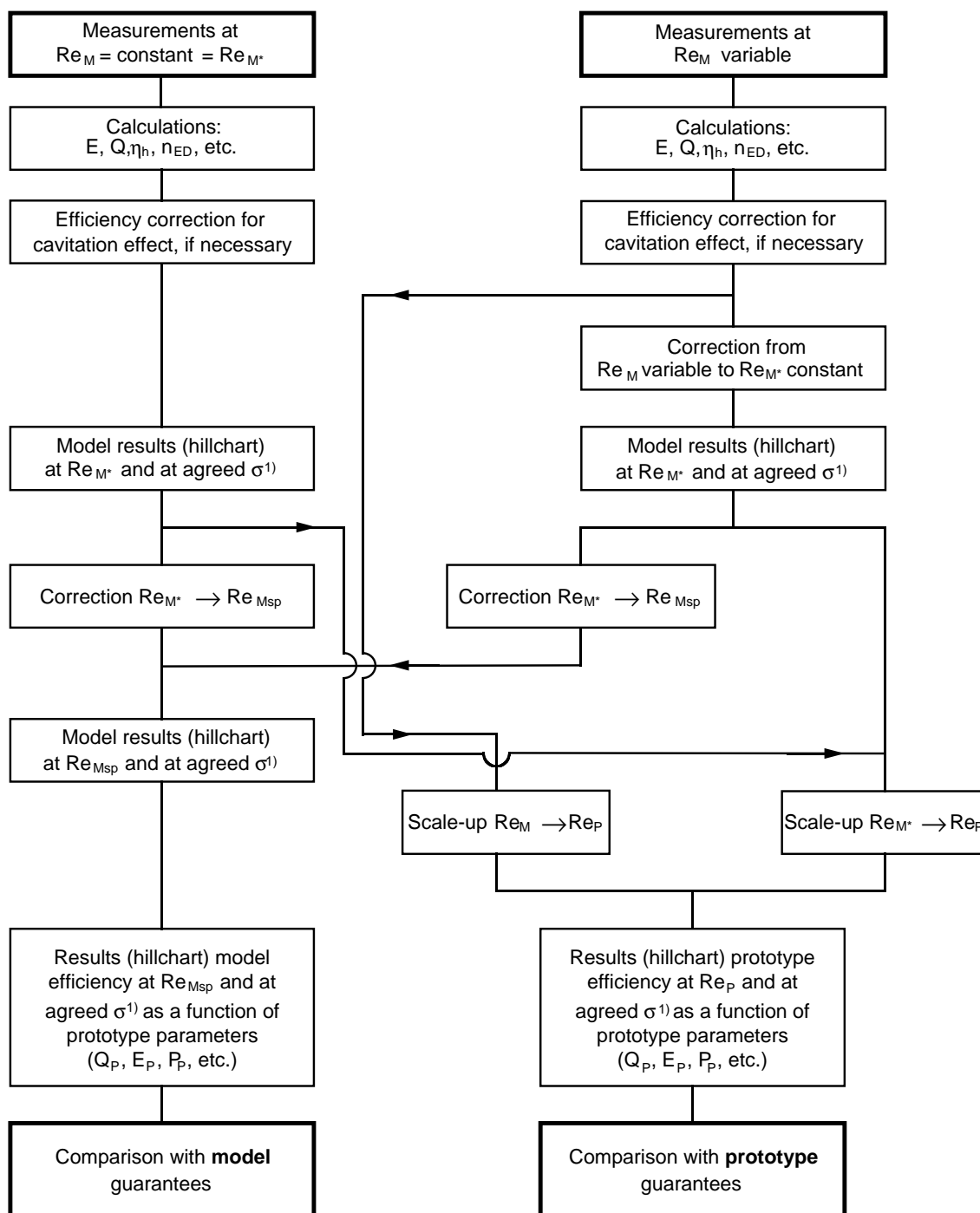
Experience of different manufacturers has shown scale effects on impulse (Pelton) turbines to be primarily influenced by Froude, Reynolds and Weber numbers. A procedure for taking these effects into account is proposed in annex K and may be used by mutual agreement.

¹⁾ This formula is a particular form of the general scale formula given in annex F.



1) En général, la valeur convenue de σ est égale à σ_{pl}

Figure 62 – Machine à réaction: procédure pour calculer les résultats d'essai en vue de les comparer aux performances garanties



1) Generally, the agreed value of σ is equal to σ_{pl}

Figure 62 – Reaction machines: procedure for calculating test results in view of comparison with guarantees

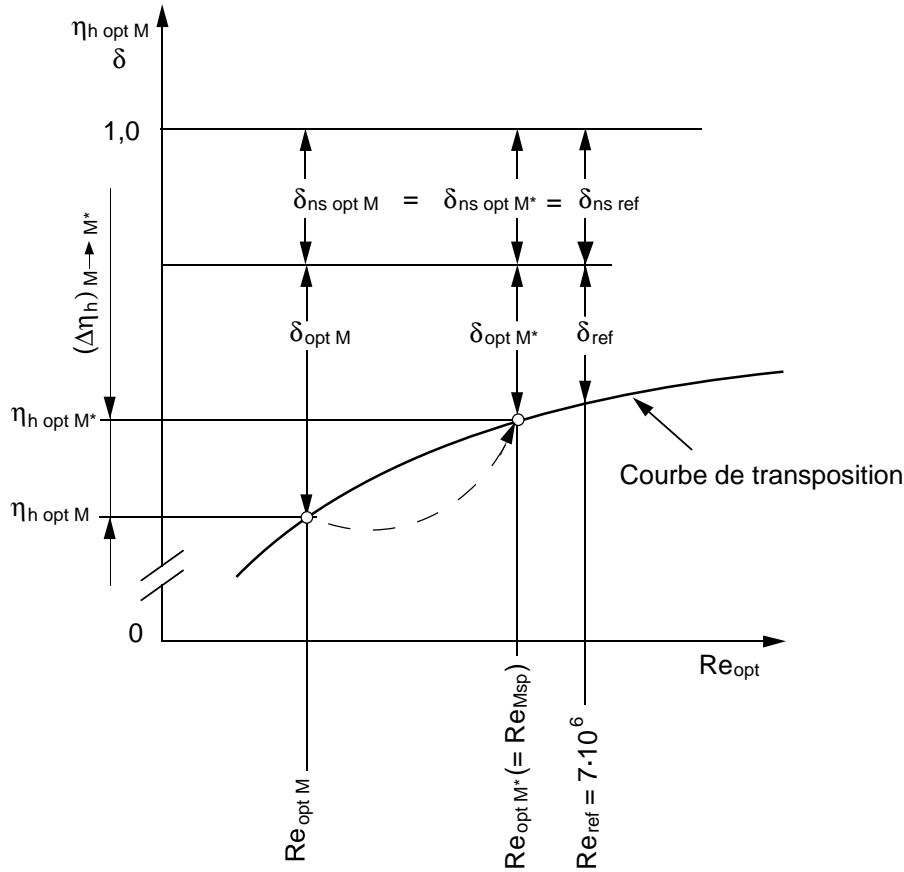


Figure 63 – Courbe de transposition au point de meilleur rendement

3.8.2.2.1 Détermination de l'effet d'échelle sur le rendement

Une série d'essais réalisés conformément à 2.3.3.3.5 permet de déterminer la valeur optimale du rendement hydraulique du modèle $\eta_{h\text{optM}}$ et le nombre de Reynolds correspondant Re_{optM} dans des conditions hors cavitation.

En portant ces valeurs dans les équations données en 3.8.2.2, on peut alors calculer δ_{ref} et $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow M^*}$ (voir figure 63 et annexe F).

Dans le cas d'une pompe-turbine, on doit appliquer cette procédure séparément pour les fonctionnements en turbine et en pompe.

Dans le cas d'une machine axiale ou diagonale ayant des pales de roue fixes et/ou des aubes du distributeur fixes (voir tableau 7), $\eta_{h\text{optM}}$ est le rendement optimal du modèle lorsqu'il est essayé avec les mêmes ouvertures que celles du prototype.

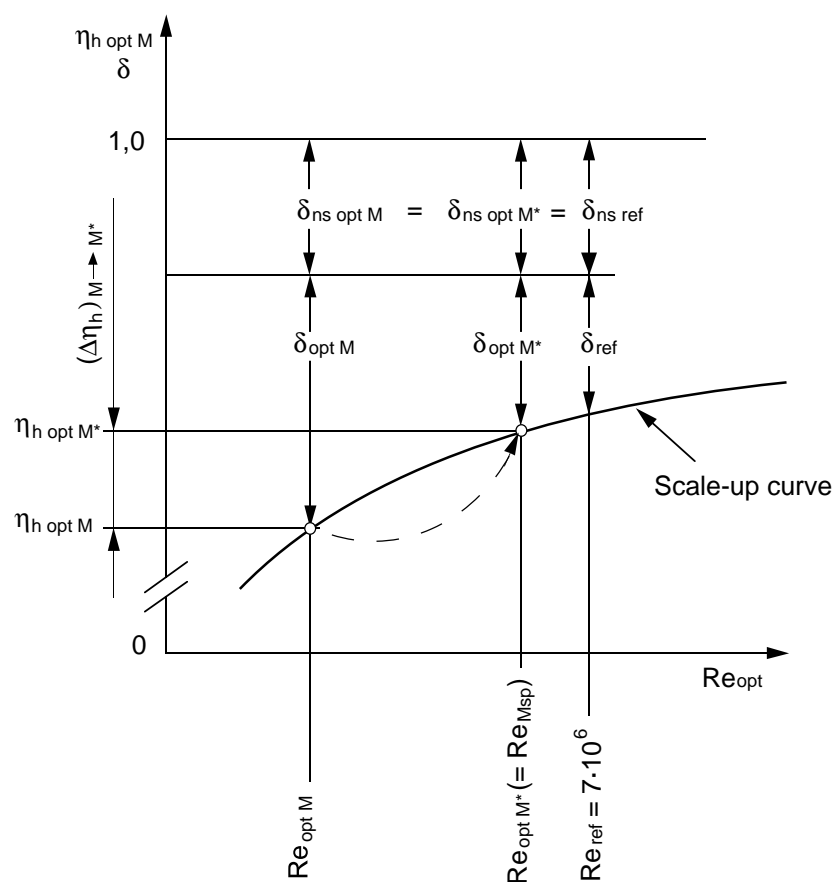


Figure 63 – Scale-up curve for best efficiency point

3.8.2.2.1 Determination of the efficiency scale-up

A series of tests performed according to 2.3.3.3.5 enables the optimum value of the hydraulic efficiency of the model η_{hoptM} and the corresponding Reynolds number Re_{optM} at non-cavitating conditions to be determined.

Using these values in the equations given in 3.8.2.2, δ_{ref} and $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow M^*}$ may then be calculated (see figure 63 and annex F).

In the case of a pump-turbine, this procedure shall be followed separately for both turbine and pump operation.

In the case of axial or diagonal machines having fixed runner blade angles and/or fixed guide vane angles (see table 7), η_{hoptM} is the optimum efficiency of the model tested with the same openings as the prototype.

Tableau 7 – Valeurs de V_{ref}

Type de machine à réaction ¹⁾	V_{ref}
Turbines	
Turbine radiale (Francis)	0,7
Turbine axiale ou diagonale (Kaplan, tubulaire ²⁾ et Dériaz) à angle de pales variable et angle de directrices fixe ou variable	0,8
Turbine axiale ou diagonale à angle de pales fixe (turbine hélice)	0,7
Pompes d'accumulation	
Pompe radiale (mono ou multi-étages)	0,6
Pompe axiale ou diagonale	0,6
Pompes-turbines	
Pompe-turbine radiale (mono ou multi-étages) fonctionnant comme turbine	0,7
Pompe-turbine radiale (mono ou multi-étages) fonctionnant comme pompe	0,6
Pompe-turbine axiale ou diagonale à angle de pales variable, fonctionnant comme turbine	0,8
Pompe-turbine axiale ou diagonale à angle de pales variable, fonctionnant comme pompe	0,6
Pompe-turbine axiale ou diagonale à angle de pales fixe, fonctionnant comme turbine	0,7
Pompe-turbine axiale ou diagonale à angle de pales fixe, fonctionnant comme pompe	0,6
<p>1) Pour les machines hydrauliques de conception particulière (par exemple machines à double flux, turbines Francis avec aubes séparatrices, turbines à anneau périphérique), on peut, après accord mutuel, appliquer des formules d'effet d'échelle avec des valeurs différentes de V_{ref} et de l'exposant du rapport Re_{ref}/Re_M^* dans les équations du paragraphe 3.8.2.2, sur la base d'une étude particulière des pertes et de l'expérience disponible.</p> <p>2) Le terme «turbine tubulaire» inclut les turbines bulbe, les turbines à puits, les turbines à alternateur périphérique, les turbines en S.</p>	

3.8.2.2.2 Valeur du coefficient de répartition des pertes V_{ref}

Les valeurs de V_{ref} indiquées au tableau 7 sont rapportées à $Re_{ref} = 7 \times 10^6$. Elles représentent le rapport des pertes relatives transposables aux pertes relatives totales ($1 - \eta_{hopt}$) au point de rendement hydraulique optimal, au nombre de Reynolds de référence $Re_{ref} = 7 \times 10^6$, pour les différents types de machines à réaction (voir annexe F).

3.8.2.2.3 Calcul du facteur P_{ED}^* (ou du coefficient P_{nD}^*) de puissance mécanique à la roue rapporté à une valeur constante Re_M^* pour une machine à réaction

Dans le cas où $Re_M \neq Re_M^*$ il est nécessaire de corriger comme suit P_{ED} en P_{ED}^* ou P_{nD} en P_{nD}^* :

Turbines	Pompes
$P_{ED}^* = P_{ED} \frac{\eta_{hM}^*}{\eta_{hM}}$	$P_{ED}^* = P_{ED} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM}^*}$
$P_{nD}^* = P_{nD} \frac{\eta_{hM}^*}{\eta_{hM}}$	$P_{nD}^* = P_{nD} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM}^*}$

Table 7 – V_{ref} values

Type of reaction machine ¹⁾	V_{ref}
Turbines	
Radial turbine (Francis)	0,7
Axial or diagonal turbine (Kaplan, tubular ²⁾ and Deriaz) with adjustable runner blades and adjustable or fixed guide vanes	0,8
Axial or diagonal turbine with fixed runner blades (propeller turbine)	0,7
Storage pumps	
Radial storage pumps (single-stage or multi-stage)	0,6
Axial or diagonal storage pump	0,6
Pump-turbines	
Radial pump-turbine (single-stage or multi-stage) operating as turbine	0,7
Radial pump-turbine (single-stage or multi-stage) operating as pump	0,6
Axial or diagonal pump-turbine with adjustable runner blades operating as turbine	0,8
Axial or diagonal pump-turbine with adjustable runner blades operating as pump	0,6
Axial or diagonal pump-turbine with fixed runner blades operating as turbine	0,7
Axial or diagonal pump-turbine with fixed runner blades operating as pump	0,6
¹⁾ For hydraulic machines of special design (e.g. double flow machines, Francis turbines with splitter vanes, outer rim turbines) scaling-up formulae with other V_{ref} values and other values of the exponent of ratio Re_{ref}/Re_M in the equations given in 3.8.2.2 basing on individual loss considerations and experience may be applied after mutual agreement. ²⁾ Tubular turbines include: bulb turbines, pit turbines, rim-generator turbines, S-turbines.	

3.8.2.2.2 Values of loss distribution coefficient V_{ref}

The values of V_{ref} listed in table 7 are referred to $Re_{ref} = 7 \times 10^6$. They represent the ratio of relative scalable losses to relative total losses ($1 - \eta_{hopt}$) for the point of optimum hydraulic efficiency at the reference Reynolds number $Re_{ref} = 7 \times 10^6$ for different types of reaction machines (see annex F).

3.8.2.2.3 Computation of the runner/impeller mechanical power factor P_{ED}^* (or coefficient P_{nD}^*) referred to a constant value Re_M^* for reaction machine

When $Re_M \neq Re_M^*$ it is necessary to correct P_{ED} to P_{ED}^* or P_{nD} to P_{nD}^* as follows:

Turbines	Pumps
$P_{ED}^* = P_{ED} \frac{\eta_{hM}^*}{\eta_{hM}}$	$P_{ED}^* = P_{ED} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM}^*}$
$P_{nD}^* = P_{nD} \frac{\eta_{hM}^*}{\eta_{hM}}$	$P_{nD}^* = P_{nD} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hM}^*}$

3.8.2.3 Présentation des performances du modèle

Les trois types fondamentaux de machines hydrauliques:

- machines à simple réglage;
- machines à double réglage;
- machines non réglables

sont traités séparément. Chaque type de machine est divisé en turbine (ou pompe-turbine fonctionnant en turbine) et en pompe (ou pompe-turbine fonctionnant en pompe).

Puisque les garanties de rendement du modèle pour une valeur spécifiée Re_{Msp} sont établies habituellement en fonction des caractéristiques du prototype E_P et Q_{1P} (ou P_{mP}) pour les turbines ou Q_P (ou E_P) pour les pompes, les grandeurs relatives aux performances du modèle sont converties en grandeurs relatives au prototype en utilisant les formules appropriées (voir 3.8.2.5). L'influence de la cavitation sur les performances du modèle et sur l'effet d'échelle sur le rendement est traitée en 3.8.2.3.7 et 3.8.2.4.2.

Dans tous les cas traités ci-après, la première étape est la détermination de η_{hoptM} , δ_{ref} et $\Delta\eta_h$ (voir 3.8.2.2).

3.8.2.3.1 Turbine à simple réglage (figure 64)

La procédure décrite ci-après s'applique à tous les types de machines hydrauliques, à action ou à réaction.

Habituellement, le rendement est garanti pour une vitesse spécifiée et pour une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées. Il est donc nécessaire que les résultats d'essai sur modèle fournissent un nombre de points ou de courbes suffisant pour couvrir le domaine garanti.

Si les essais sont effectués en choisissant des coefficients d'énergie ou des facteurs de vitesse approximativement égaux aux valeurs spécifiées, on peut obtenir un ensemble de points ou de courbes¹⁾ $\eta_{hM^*}(Q_{nD})$ ou $\eta_{hM^*}(Q_{ED})$ à utiliser pour la comparaison aux garanties. Comme il n'est pas possible d'effectuer les essais avec un facteur de vitesse rigoureusement constant, la procédure suivante est recommandée:

- mesurer un nombre suffisant de points pour tracer la surface tridimensionnelle (diagramme en colline) de $\eta_{hM^*}(E_{nD}, Q_{nD})$ ou $\eta_{hM^*}(E_{ED}, Q_{ED})$;
- couper cette surface tridimensionnelle représentant le rendement hydraulique aux valeurs spécifiées du coefficient d'énergie ou du facteur de vitesse. La figure 64 montre la surface tridimensionnelle représentant η_{hM^*} en fonction des coefficients d'énergie et de débit et sa section à la valeur spécifiée $E_{nD} = E_{nDsp}$.

La détermination de la surface tridimensionnelle (diagramme en colline) est indispensable si les garanties sont basées sur la production annuelle d'énergie.

Pour chaque valeur de E_{nDsp} (ou E_{EDsp}) les valeurs de η_{hM^*} obtenues par l'une des méthodes ci-dessus permettent de tracer par le calcul la courbe du coefficient P_{nD^*} (ou du facteur P_{ED^*}) de puissance mécanique à la roue, pour comparaison aux garanties du modèle.

¹⁾ Pour la détermination des meilleures courbes lissées, voir par exemple annexe H.

3.8.2.3 Presentation of model performance

The three basic types of hydraulic machines:

- single-regulated machine;
- double-regulated machine;
- non-regulated machine

are dealt with separately. Each type of machine is divided into turbine (or pump-turbine operating as turbine) and into pump (or pump-turbine operating as pump).

As the model efficiency guarantees for a specified value of $Re_{M_{sp}}$ are usually stated as a function of the prototype data E_P and Q_{1P} (or P_{mP}) for turbines or Q_P (or E_P) for pumps, the model performance data are converted to the prototype data using the relevant formulae (see 3.8.2.5). The influence of cavitation on the model performance and on the efficiency scale-up are dealt with in 3.8.2.3.7 and 3.8.2.4.2.

For all the following cases the first step is the determination of η_{hoptM} , δ_{ref} and $\Delta\eta_h$ (see 3.8.2.2).

3.8.2.3.1 Single-regulated turbine (figure 64)

The procedure described below applies to any type of impulse or reaction hydraulic machine.

The guaranteed efficiency is usually given for one specified speed and one or more specified specific hydraulic energies. As a result, it is necessary to obtain from the model test data a sufficient number of points or curves to cover the guarantees.

If the tests are carried out by choosing energy coefficients or speed factors nearly equal to the specified ones, it is possible to obtain a set of points or curves¹⁾ $\eta_{hM^*}(Q_{nD})$ or $\eta_{hM^*}(Q_{ED})$ to be used for comparison with guarantees. Because testing at exactly constant speed factor is not possible, the following procedure is recommended:

- measurement of a number of points sufficient to draw the three-dimensional surface (hill diagram) of: $\eta_{hM^*}(E_{nD}, Q_{nD})$ or $\eta_{hM^*}(E_{ED}, Q_{ED})$;
- sectionalize the three-dimensional surface representing the hydraulic efficiency at the energy coefficients or speed factors specified. Figure 64 shows the three-dimensional representative surface η_{hM^*} drawn versus energy and discharge coefficients and its section at the specified values of $E_{nD} = E_{nDsp}$.

The determination of the three-dimensional surface (hill diagram) is necessary if the guarantees are based on annual energy production.

For each E_{nDsp} (or E_{EDsp}) the η_{hM^*} values obtained following one of the above procedures, enable the mechanical runner power coefficient P_{nD^*} (or factor P_{ED^*}) curve to be calculated, for comparison with model guarantees.

¹⁾ For the determination of the best smooth curves, see for instance annex H.

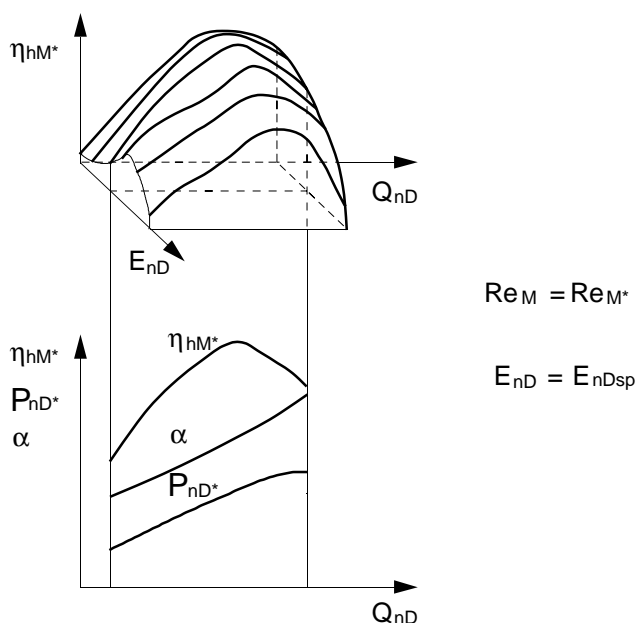


Figure 64 – Turbine à simple réglage. Surface tridimensionnelle du rendement hydraulique et courbes caractéristiques à E_{nD} constant

3.8.2.3.2 Pompe à simple réglage (figure 65)

Habituellement, le rendement et le débit sont garantis pour une vitesse spécifiée et pour une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Il est donc nécessaire que les résultats d'essai sur modèle fournissent un nombre de points ou de courbes suffisant pour couvrir le domaine garanti.

On trace les courbes¹⁾ $\eta_{hM*}(Q_{nD})$ et $E_{nD}(Q_{nD})$ ou $\eta_{hM*}(E_{nD})$ et $Q_{nD}(E_{nD})$ pour différentes ouvertures du diffuseur et on calcule les coefficients de puissance mécanique P_{nD*} correspondants (voir figure 65). Les ouvertures du diffuseur sont choisies en tenant compte du débit et du rendement garantis et des limites de puissance.

3.8.2.3.3 Turbine à double réglage (figure 66)

Habituellement, le rendement est garanti pour une vitesse spécifiée et pour une ou plusieurs énergies hydrauliques massiques spécifiées. Il est donc nécessaire que les résultats d'essai sur modèle fournissent un nombre de points ou de courbes suffisant pour couvrir le domaine garanti.

Si les essais sont effectués en choisissant des coefficients d'énergie ou des facteurs de vitesse approximativement égaux aux valeurs spécifiées, on peut obtenir un ensemble de points ou de courbes¹⁾ $\eta_{hM*}(Q_{nD})$ ou $\eta_{hM*}(Q_{ED})$ à utiliser pour la comparaison aux garanties; généralement, on effectue les essais en considérant la turbine à double réglage comme un ensemble de turbines à simple réglage ayant différentes inclinaisons fixes des pales de la roue. La figure 66 montre les courbes caractéristiques tracées pour un modèle de turbine Kaplan en mesurant un certain nombre de points à six inclinaisons des pales de roue différentes β_1, β_2 , etc. en maintenant E_{nD} constant (égal à E_{nDsp}): la courbe du rendement hydraulique η_{hM*} en conjugaison est l'enveloppe de ces courbes et détermine la conjugaison optimale distributeur/roue²⁾.

¹⁾ Pour la détermination des meilleures courbes lissées, voir par exemple annexe H.

²⁾ Les conjugaisons (α, β) optimales pour le modèle et pour le prototype ne sont qu'approximativement identiques (voir 3.4).

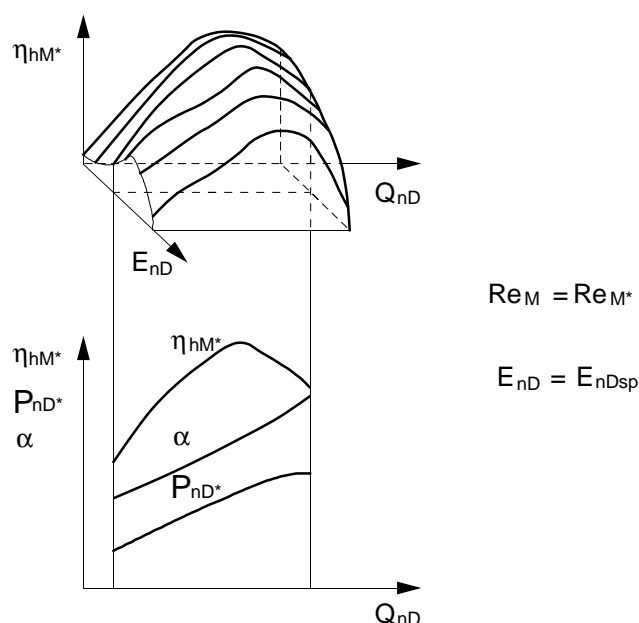


Figure 64 – Single-regulated turbine. Three-dimensional surface of hydraulic efficiency and curves of performance at E_{nD} constant

3.8.2.3.2 Single-regulated pump (figure 65)

The guaranteed efficiency and discharge are usually given for one specified speed and a specified range of specific hydraulic energy. As a result, it is necessary to obtain from the model test data a sufficient number of points or curves to cover the guarantees.

For different guide vane openings the $\eta_{hM^*}(Q_{nD})$ and $E_{nD}(Q_{nD})$ or $\eta_{hM^*}(E_{nD})$ and $Q_{nD}(E_{nD})$ curves¹⁾ are drawn and the relevant mechanical power coefficients P_{nD^*} are calculated (see figure 65). The guide vane openings will be chosen taking into account the guaranteed discharge and efficiency and the power limits.

3.8.2.3.3 Double-regulated turbine (figure 66)

The guaranteed efficiency is usually given for one specified speed and one or more specified specific hydraulic energy. As a result, it is necessary to obtain from the model test data a sufficient number of points or curves to cover the guarantees.

If the tests are carried out by choosing energy coefficients or speed factors nearly equal to the specified ones, it is possible to obtain a set of points or curves ¹⁾ $\eta_{hM^*}(Q_{nD})$ or $\eta_{hM^*}(Q_{ED})$ to compare with guarantees: the tests are usually performed considering the double-regulated turbine as a set of single-regulated turbines having different constant runner blade angles. Figure 66 shows the performance curve drawn for a Kaplan model turbine, measuring a number of points at six different runner blade angles β_1, β_2 , etc. and keeping E_{nD} constant (equal to E_{nDsp}): the on cam hydraulic efficiency η_{hM^*} curve is the envelope curve, determining the optimum guide vane/runner blade relationship ²⁾.

¹⁾ For the determination of the best smooth curves, see for instance annex H.

²⁾ The optimum relationships (α, β) on model and on prototype are only approximately the same (see 3.4).

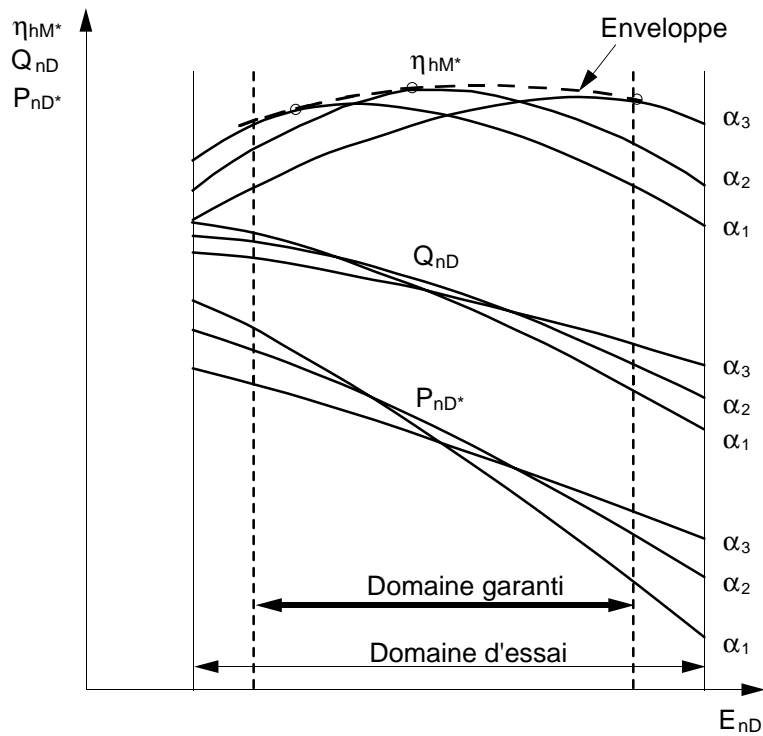


Figure 65 – Pompe à simple réglage. Courbes caractéristiques

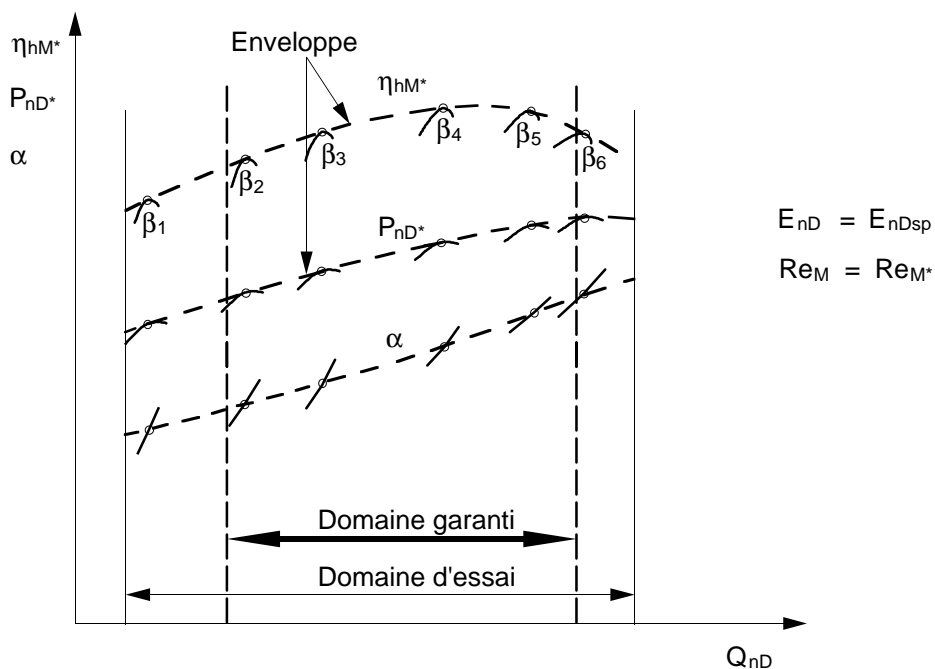


Figure 66 – Turbine à double réglage. Courbes caractéristiques à E_{nD} constant

Comme il n'est pas possible de faire les essais avec un coefficient d'énergie ou un facteur de vitesse rigoureusement constant, la procédure suivante est recommandée:

- mesurer un nombre suffisant de points pour tracer la surface tridimensionnelle (diagramme en colline) de: $\eta_{hM^*}(E_{nD}, Q_{nD})$ ou $\eta_{hM^*}(n_{ED}, Q_{ED})$, pour les différentes inclinaisons des pales de roue choisies;
- couper cette surface tridimensionnelle représentant le rendement hydraulique aux valeurs spécifiées du coefficient d'énergie ou du facteur de vitesse.

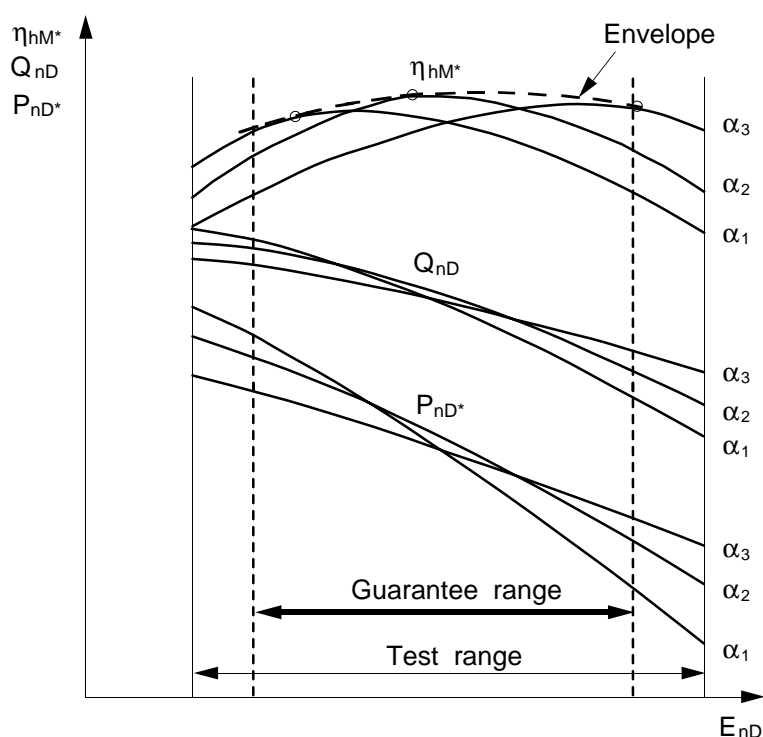


Figure 65 – Single-regulated pump. Performance curves

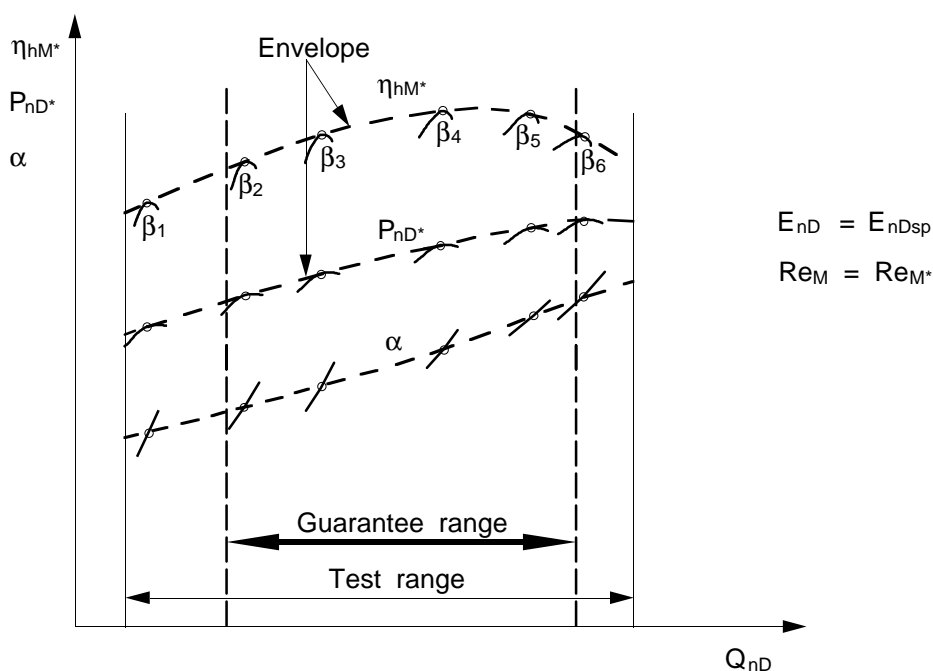


Figure 66 – Double-regulated turbine. Performance curves at E_{nD} constant

Since it is impossible to carry out testing at exactly constant energy coefficient or speed factor, the following procedure is recommended:

- measure a sufficient number of points to draw a three-dimensional surface (hill diagram) of: $\eta_{hM^*}(E_{nD}, Q_{nD})$ or $\eta_{hM^*}(n_{ED}, Q_{ED})$, for the chosen runner blade angles;
- sectionalize the hill diagram representing the hydraulic efficiency at the energy coefficients or speed factors specified.

De cette façon, les valeurs de η_{hM^*} en conjugaison peuvent être déterminées comme sur la figure 66.

La détermination de la surface tridimensionnelle (diagramme en colline) est indispensable si les garanties sont basées sur la production annuelle d'énergie.

Pour chaque valeur de E_{nDsp} (ou n_{EDsp}) les valeurs de η_{hM^*} obtenues par l'une des méthodes ci-dessus permettent de tracer par le calcul la courbe du coefficient P_{nD^*} (ou du facteur P_{ED^*}) de puissance mécanique à la roue, pour comparaison aux garanties du modèle.

3.8.2.3.4 Pompe à double réglage (figure 67)

Habituellement, le rendement et le débit sont garantis pour une vitesse spécifiée et pour une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Il est donc nécessaire que les résultats d'essai sur modèle fournissent un nombre de points ou de courbes suffisant pour couvrir le domaine garanti.

La procédure est la même que pour les turbines à double réglage (voir 3.8.2.3.3). La figure 67 montre les courbes caractéristiques tracées pour un modèle de pompe à double réglage en maintenant E_{nD} constant ($= E_{nDsp}$).

Pour chaque valeur de E_{nDsp} (ou n_{EDsp}) les valeurs de η_{hM^*} obtenues par l'une des méthodes ci-dessus permettent de tracer par le calcul la courbe du coefficient P_{nD^*} (ou du facteur P_{ED^*}) de puissance mécanique à la roue, pour comparaison aux garanties du modèle.

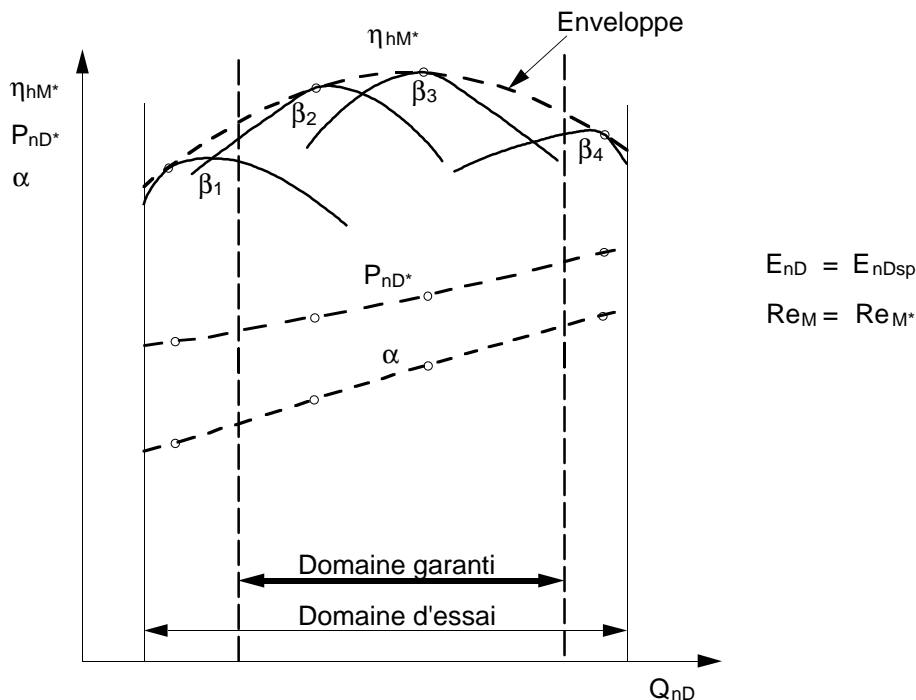


Figure 67 – Pompe à double réglage. Courbes caractéristiques à E_{nD} constant

3.8.2.3.5 Turbine non réglable (figure 68)

Habituellement, le rendement est garanti pour une vitesse spécifiée et pour une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Il n'y a qu'une seule variable indépendante: E_{nD} (ou Q_{nD}) ou n_{ED} (ou Q_{ED}) comme indiqué au tableau 6.

In this way the on-cam η_{hM}^* values are determined as in figure 66.

The determination of the hill diagram is necessary if the guarantees are based on annual energy production.

For each E_{nDsp} (or η_{EDsp}) the η_{hM}^* values obtained, following one of the above procedures, enable the mechanical runner power coefficient P_{nD}^* (or factor P_{ED}^*) curve to be calculated, for comparison with model guarantees.

3.8.2.3.4 Double-regulated pump (figure 67)

The guaranteed efficiency and discharge are usually given for one specified speed and a specified range of specific hydraulic energy. As a result, it is necessary to obtain from the model test data a sufficient number of points or curves to cover the guarantees.

The procedure is the same as that for double-regulated turbines (see 3.8.2.3.3). Figure 67 shows the performance curves drawn for a double-regulated model pump keeping E_{nD} constant ($= E_{nDsp}$).

For each E_{nDsp} (or η_{EDsp}) the η_{hM}^* values obtained following one of the above procedures, enable the mechanical runner power coefficient P_{nD}^* (or factor P_{ED}^*) curve to be calculated, for comparison with model guarantees.

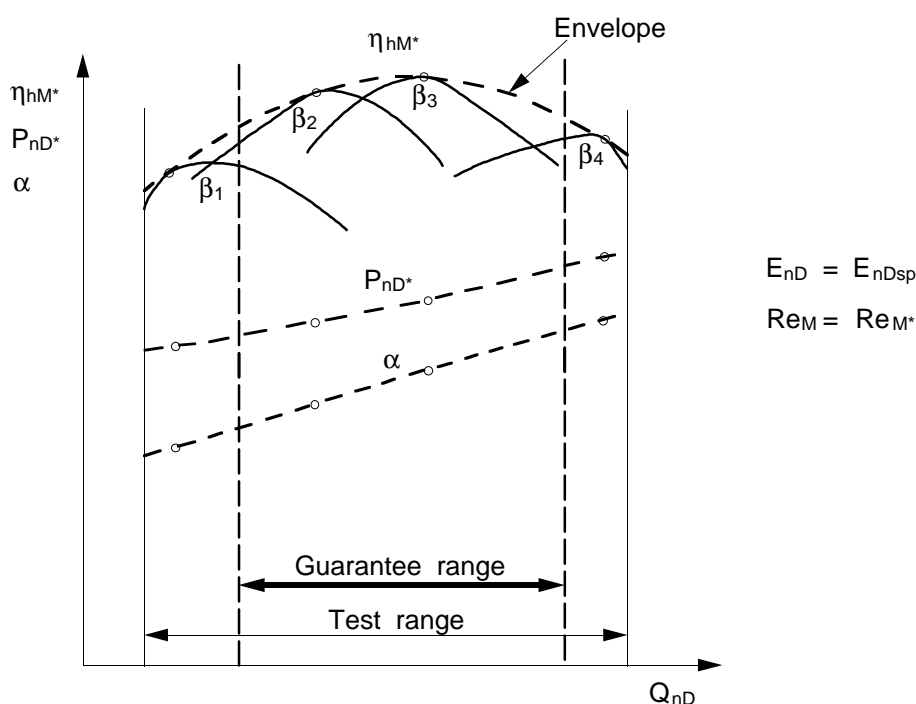


Figure 67 – Double-regulated pump. Performance curves at E_{nD} constant

3.8.2.3.5 Non-regulated turbine (figure 68)

The guaranteed efficiency is usually given for one specified speed and a specified range of specific hydraulic energy. There is only one independent variable: E_{nD} (or Q_{nD}) or η_{ED} (or Q_{ED}) as shown in table 6.

La figure 68 montre les courbes caractéristiques¹⁾, y compris celle du coefficient P_{nD}^* ou du facteur P_{ED}^* de puissance mécanique calculé à partir du rendement hydraulique η_{hM}^* . Ces courbes sont utilisées directement pour la comparaison aux garanties du modèle.

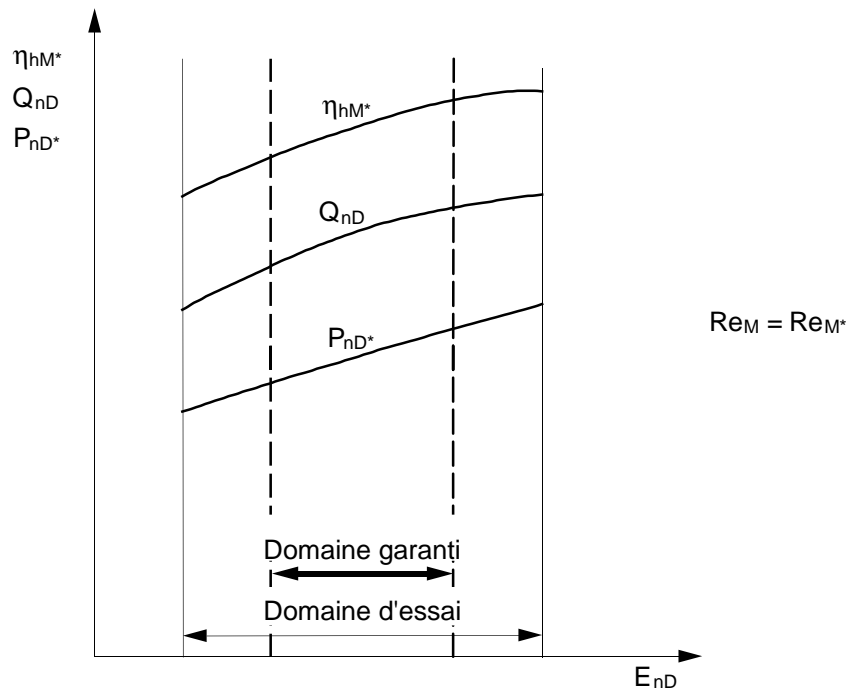


Figure 68 – Turbine non réglable. Courbes caractéristiques

3.8.2.3.6 Pompe non réglable (figure 69)

Habituellement, le rendement et le débit sont garantis pour une vitesse spécifiée et pour une étendue spécifiée d'énergies hydrauliques massiques. Il n'y a qu'une seule variable indépendante: E_{nD} (ou Q_{nD}).

La figure 69 montre les courbes caractéristiques¹⁾, y compris celle du coefficient de puissance mécanique P_{nD}^* calculé à partir du rendement hydraulique η_{hM}^* . Ces courbes sont utilisées directement pour la comparaison aux garanties du modèle.

¹⁾ Pour la détermination des meilleures courbes lissées, voir par exemple annexe H.

The performance curves¹⁾ including the mechanical power coefficient P_{nD}^* or factor P_{ED}^* , computed through the hydraulic efficiency η_{hM}^* , are shown in figure 68. They are directly used for the comparison with the model guarantees.

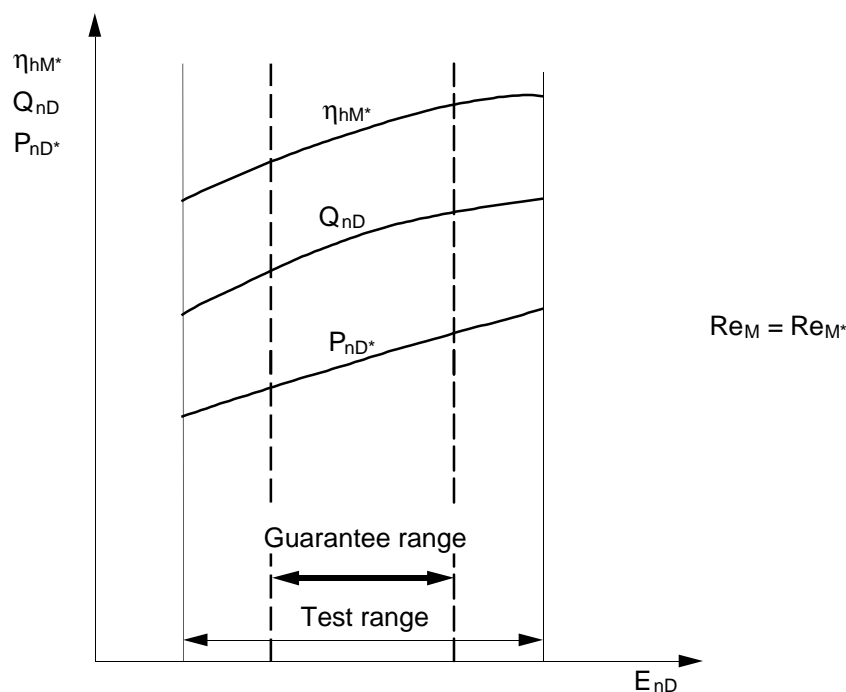


Figure 68 – Non-regulated turbine. Performance curves

3.8.2.3.6 Non-regulated pump (figure 69)

The guaranteed efficiency and discharge are usually given for one specified speed and a specified range of specific hydraulic energy. There is only one independent variable: E_{nD} (or Q_{nD}).

The performance curves¹⁾ including the mechanical runner power coefficient P_{nD}^* , computed through the hydraulic efficiency η_{hM}^* , are shown in figure 69. They are directly used for the comparison with the model guarantees.

¹⁾ For the determination of the best smooth curves, see annex H.

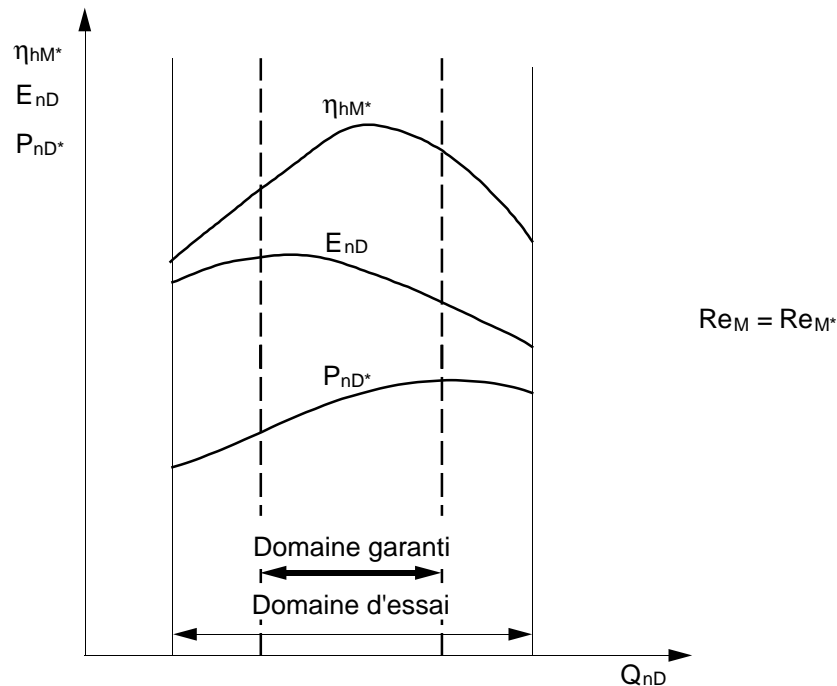


Figure 69 – Pompe non réglable. Courbes caractéristiques

3.8.2.3.7 Influence de la cavitation sur la puissance, le débit et/ou l'énergie hydraulique massique et le rendement du modèle

Il est recommandé de vérifier l'influence de la cavitation, caractérisée par le nombre de Thoma (ou le coefficient de cavitation) sur les performances du modèle¹⁾. Les procédures d'essai à appliquer sont indiquées en 2.3.3.3.5 et 2.3.3.3.6.

Dans le cas où ces essais font apparaître une telle influence à l'intérieur du domaine garanti, la figure 70 explique de quelle manière on peut corriger la courbe de rendement mesurée à $\sigma_M > \sigma_{pl}$ en un nombre suffisant et convenu de points de fonctionnement. L'influence de la cavitation sur le débit et sur le rendement observée à σ_{pl} est superposée à la courbe caractéristique mesurée à $\sigma_M > \sigma_{pl}$. Les valeurs des grandeurs caractérisant les performances hydrauliques que l'on doit considérer pour la comparaison aux garanties sont, le cas échéant, celles qui tiennent compte de l'influence de la cavitation dans les conditions de l'aménagement.

La figure 71 présente les courbes de P_{ED} , Q_{ED} , et η_{hM} tracées, en un point de fonctionnement, en faisant varier le nombre de Thoma σ , dans le cas d'un modèle de turbine Francis ou de pompe-turbine fonctionnant en turbine; les courbes de la figure 72 concernent un modèle de pompe, ou de pompe-turbine fonctionnant en pompe. Dans ce dernier cas, la courbe de Q_{ED} a été remplacée par celle de E_{nD} , plus significative. Dans le cas d'une pompe, on utilise σ_{nD} plutôt que σ , car E varie au cours des essais de cavitation²⁾.

¹⁾ Les valeurs de NPSE et de σ sont déterminées dans la section de référence basse pression, section 2, du modèle (voir 1.3.3.6.5 et 1.3.3.6.6). Du fait qu'en général on ne connaît que le niveau libre de l'eau dans le canal de fuite de l'aménagement, il faut tenir compte, lorsqu'on calcule les valeurs de σ aux points de fonctionnement garantis, de l'énergie hydraulique massique dissipée entre le canal de fuite et la section 2. Dans le cas d'une pompe ayant un canal d'aspiration où le niveau libre peut être mesuré près de la section 2, les pertes d'énergie à l'entrée de la pompe peuvent être considérées comme négligeables et on admet que l'énergie hydraulique massique dans la section 2 correspond à sa submersion. Dans les autres cas, les parties doivent conclure un accord.

²⁾ Pour une pompe, il peut aussi être utile de faire les essais avec E_{nD} approximativement constant, de même que sur la figure 71.

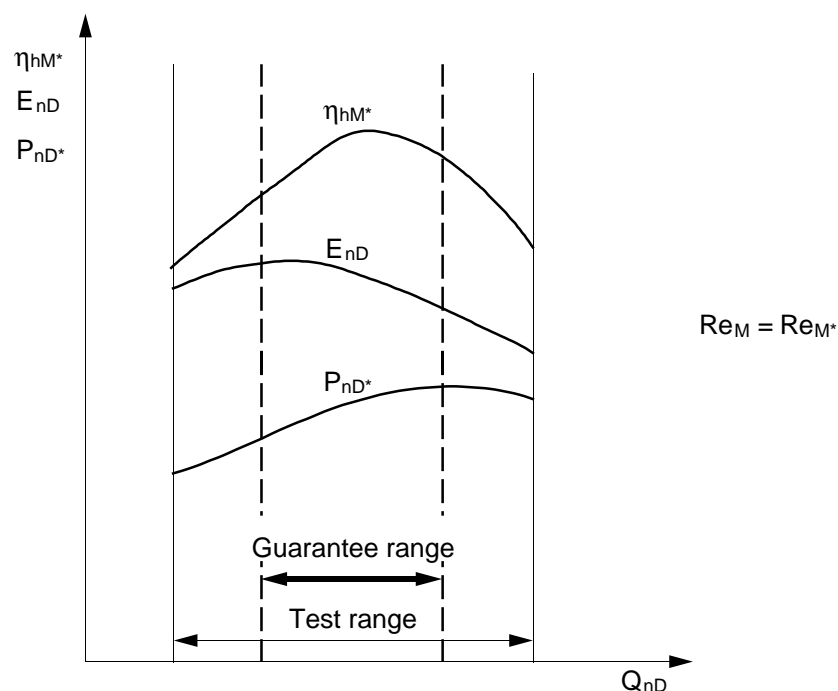


Figure 69 – Non-regulated pump. Performance curves

3.8.2.3.7 Influence of cavitation on model power, discharge and/or specific hydraulic energy and efficiency

It is recommended to verify the influence of cavitation, characterized by the Thoma number (or the cavitation coefficient), on model performance¹⁾. In 2.3.3.3.5 and 2.3.3.3.6 the test procedure is explained.

If these tests reveal that within the range of guarantees an influence exists, figure 70 explains the procedure for correcting the efficiency curve, measured at $\sigma_M > \sigma_{pl}$, at a sufficient number of agreed operating points. The cavitation influences on discharge and efficiency found at σ_{pl} are superimposed on the performance curves, measured at $\sigma_M > \sigma_{pl}$. The values of the hydraulic performance quantities, to be taken into account for the comparison with the guarantees, shall be those that consider the influence of cavitation under plant conditions, if any.

Figure 71 shows the curves of P_{ED} , Q_{ED} , and η_{hM} drawn at one measured point by varying the Thoma number σ for a Francis model turbine or pump-turbine operating as a turbine; the curves of figure 72 refer to a model pump, or pump-turbine operating as a pump. In this last case, the curve of Q_{ED} has been replaced by the curve of E_{nD} because it is more relevant to pump performance. In the case of a pump, σ_{nD} replaces σ as E is variable during cavitation tests²⁾.

¹⁾ The NPSE and σ -values are determined in the low pressure reference section 2 of the model (see 1.3.3.6.5 and 2.3.6.6). Since only the free water levels in the suction channel of the plant are usually known, it is necessary, when calculating σ -factors at guaranteed performance points, to take into account the specific hydraulic energy dissipated between the tailwater level and section 2. In the case of a pump having a suction channel where the free water level can be measured close to section 2, the pump inlet losses can be considered negligible and the specific hydraulic energy at section 2 is assumed to correspond to its submergence. In other cases, an agreement shall to be reached between the parties.

²⁾ For pumps, it may also be useful to keep E_{nD} nearly constant, as shown in figure 71.

Le nombre de Thoma déterminé sur le modèle est transposé en valeur du $NPSE_p$ du prototype à l'aide des formules données en 3.8.2.5.3.

Dans le cas où les garanties sont données pour le prototype, on doit tenir compte de l'influence de la cavitation sur la formule d'effet d'échelle conformément à 3.8.2.4.2.

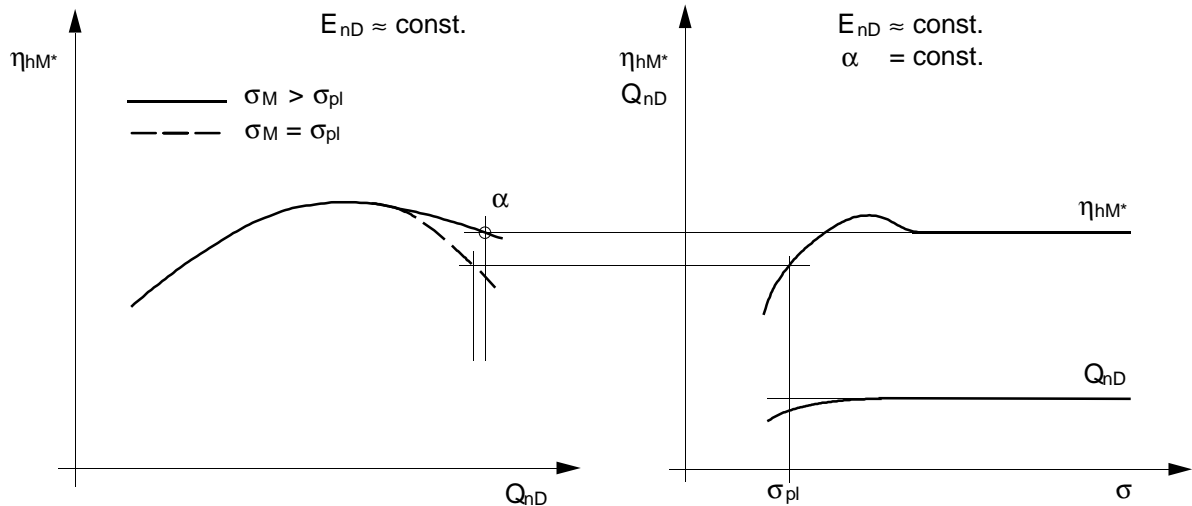


Figure 70 – Correction de la courbe de rendement pour prendre en compte l'influence de la cavitation (par exemple machines tubulaires en surcharge)

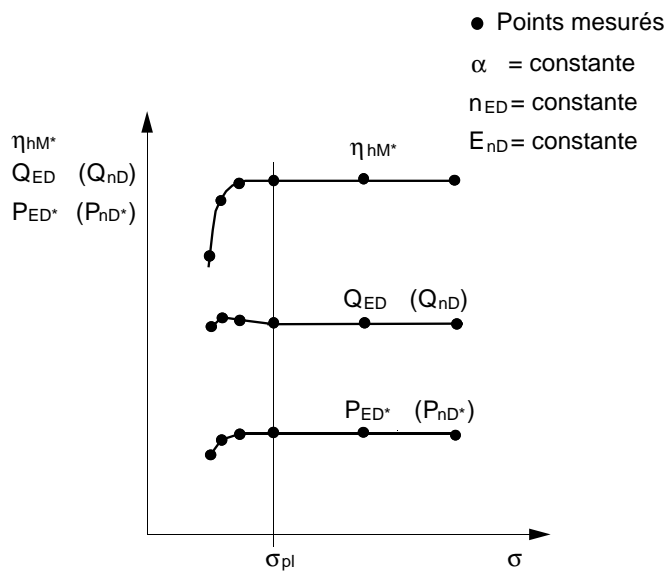


Figure 71 – Modèle de turbine Francis. Courbes de cavitation

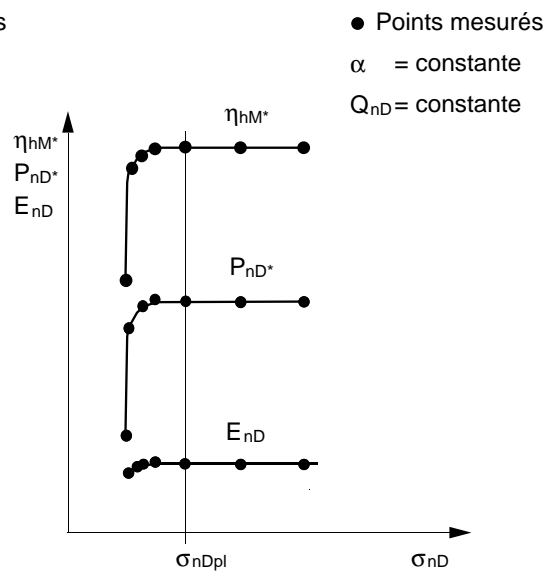


Figure 72 – Modèle de pompe. Courbes de cavitation

The Thoma number measured on the model is transferred to the prototype $NPSE_P$ using the formulae given in 3.8.2.5.3.

Where guarantees are given on the prototype, the cavitation influence on the scale-up formula is given in 3.8.2.4.2.

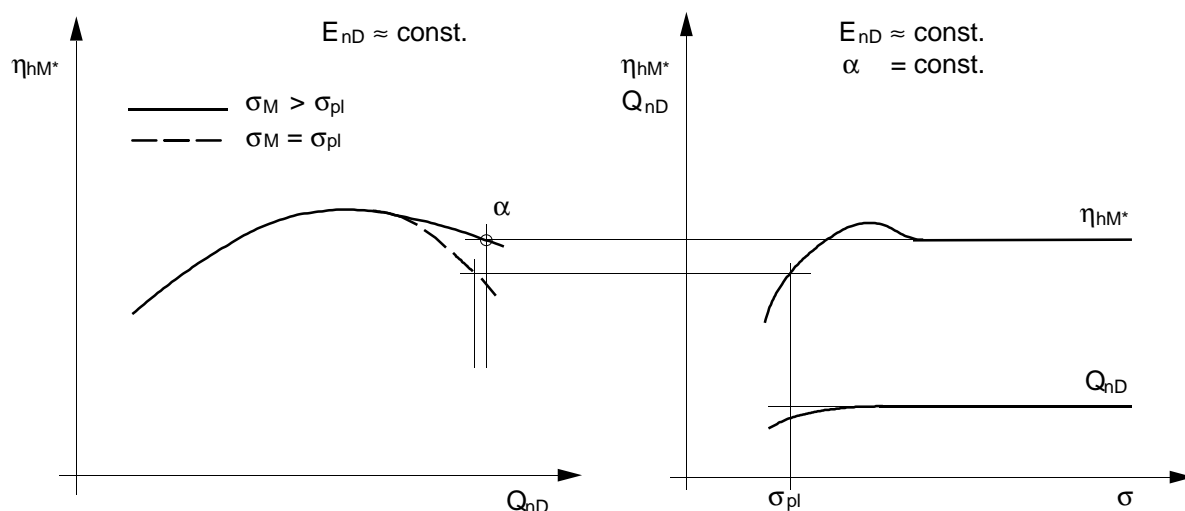


Figure 70 – Efficiency curve correction in order to take into account cavitation influence (e.g. tubular machines at overload operation)

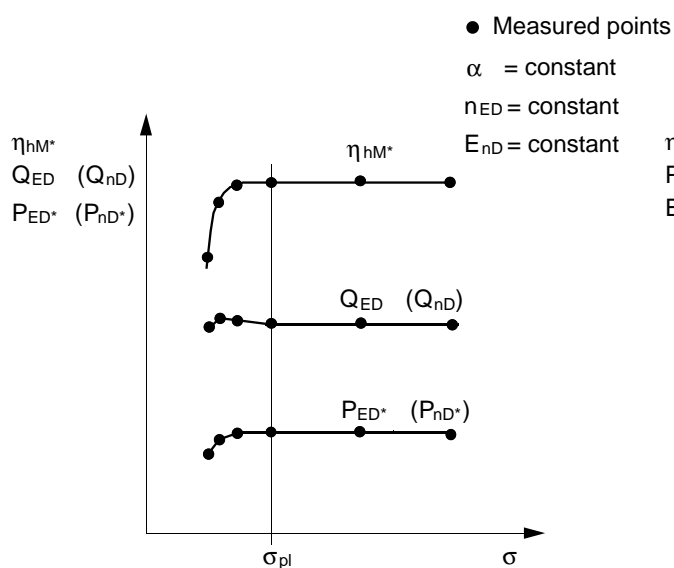


Figure 71 – Francis model turbine. Cavitation curves

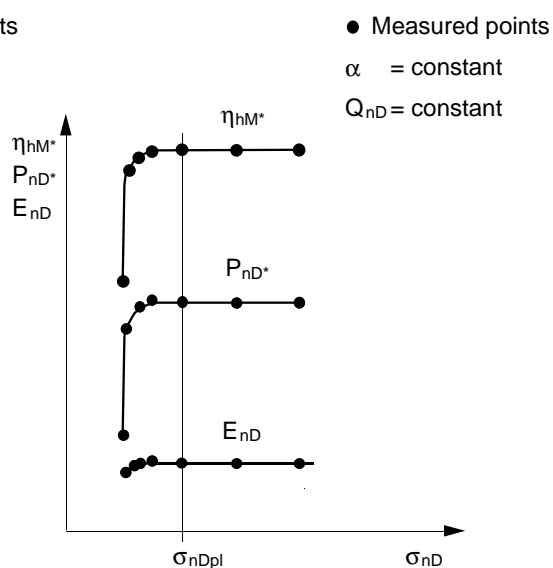


Figure 72 – Model pump. Cavitation curves

3.8.2.4 Calcul des performances du prototype

3.8.2.4.1 Effet d'échelle sur le rendement

Pour une machine à réaction, si les garanties se réfèrent au prototype, les rendements η_{hM} du modèle, mesurés à des nombres de Reynolds Re_M différents, sont transposés au nombre de Reynolds Re_P par la formule suivante:

$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_M} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0,16} \right]$$

La valeur de Re_{ref} et la formule pour calculer δ_{ref} sont données en 3.8.2.2 a).

Si le rendement hydraulique du modèle a été mesuré à nombre de Reynolds constant Re_{M^*} , ou s'il a été transposé à un nombre de Reynolds constant Re_{Msp} , $\Delta\eta_h$ a une valeur constante dans tout le domaine des rendements garantis, à condition, comme c'est généralement le cas, que n_P et donc Re_P soient constants (voir figure F.3).

Si le rendement hydraulique du modèle a été mesuré à des nombres de Reynolds variables, $\Delta\eta_h$ doit être calculé pour chaque point de mesure en tenant compte de la valeur correspondante de Re_M (voir figure F.4).

Pour une turbine à action, s'il a été convenu dans le contrat de tenir compte d'un effet d'échelle sur le rendement, on peut calculer $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ conformément à l'annexe K.

Les autres grandeurs caractérisant les performances hydrauliques principales du prototype (débit, énergie hydraulique massique et puissance mécanique à la roue) sont obtenues en appliquant aux grandeurs mesurées sur le modèle les formules données en 3.8.2.5. La puissance mécanique à la roue du prototype est calculée en tenant compte de l'effet d'échelle sur le rendement hydraulique.

La méthode pour tracer¹⁾ les courbes caractéristiques du prototype et pour déterminer les courbes à comparer aux garanties du prototype est la même que celle préconisée lorsque les garanties se réfèrent au modèle (voir 3.8.2.3).

3.8.2.4.2 Influence de la cavitation sur la validité de la formule d'effet d'échelle

Bien qu'il n'existe pas de théorie scientifiquement justifiée sur l'effet d'échelle en présence de cavitation, on admet généralement que l'effet d'échelle calculé en l'absence de cavitation peut être appliqué aux valeurs de σ où les performances ne sont pas influencées par la cavitation.

Sauf accord contraire, on admet par convention que cet effet d'échelle peut encore être appliqué tant que l'augmentation ou la diminution du rendement hydraulique, due à la diminution du nombre de Thoma σ , reste inférieure à 0,5 % (voir figure 73).

Lorsque le rendement est affecté de plus de 0,5 %, la relation entre les performances du modèle et celles du prototype est moins assurée et les parties doivent parvenir à un accord préalable entérinant cette relation.

La valeur de P_{mP} est déterminée sur la base des valeurs de η_{hP} , Q_P , E_P à σ_{pl} .

1) Pour la détermination des meilleures courbes lissées, voir par exemple annexe H.

3.8.2.4 Computation of prototype performance

3.8.2.4.1 Efficiency scale-up

For a reaction machine, if the guarantees are referred to prototype, the model efficiencies η_{hM} measured at different Reynolds numbers Re_M are scaled up to the prototype Reynolds number Re_P using the following formula:

$$(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_M} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0,16} \right]$$

The value of Re_{ref} and the formula to calculate δ_{ref} are given in 3.8.2.2 a).

If the model hydraulic efficiency has been measured at constant Reynolds number Re_{M*} , or has been scaled to a constant Reynolds number Re_{Msp} , $\Delta\eta_h$ is a constant value within the range of guaranteed efficiencies if, as usually happens, n_p and consequently Re_P are constant (see figure F.3).

If the model hydraulic efficiency has been measured at different Reynolds numbers, $\Delta\eta_h$ shall be calculated for each measured point, taking into account the relevant Re_M (see figure F.4).

For an impulse turbine, if it has been contractually agreed to take into account a scale effect on efficiency, $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ may be calculated according to annex K.

Other data concerning the main hydraulic performance of the prototype (discharge, specific hydraulic energy and mechanical runner/impeller power) are obtained from the formulae of 3.8.2.5. The prototype mechanical runner/impeller power is computed taking into account the scale effect on the hydraulic efficiency.

The procedure of drawing¹⁾ the curves of prototype performance, and of determining the curves to be compared with the prototype guarantees is the same as the one established for guarantees given on the model (see 3.8.2.3).

3.8.2.4.2 Influence of cavitation on applicability of scale up formula

While no scientifically founded theory for scale-up under cavitating conditions exists, it is generally agreed that the scale-up calculated for non-cavitating conditions can be applied at σ -values where the performance is not influenced by cavitation.

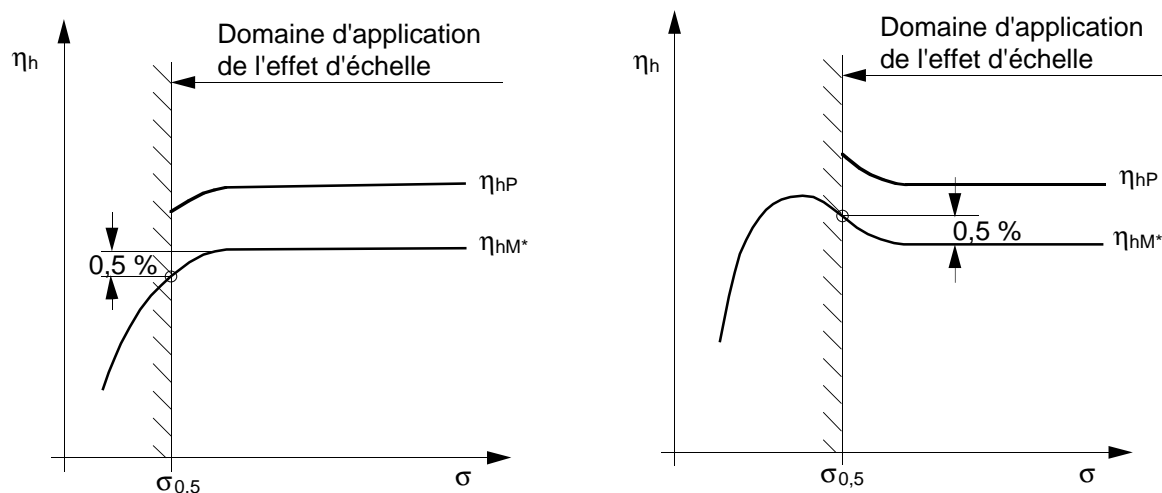
By convention, this scale-up may continue to be applied if the increase or decrease of hydraulic efficiency, due to the decrease of Thoma number σ , does not exceed 0,5 %, unless otherwise agreed (see figure 73).

Where the efficiency is affected by more than 0,5 %, the relationship between model and prototype performance is less certain and an *a priori* agreement regarding this relationship shall be reached between the parties.

The value of P_{mP} is determined on the basis of the values of η_{hP} , Q_P , E_P at σ_{pl} .

¹⁾ For the determination of the best smooth curves, see annex H.

Dans les grandes turbines tubulaires, si la similitude de Froude ne peut pas être respectée (voir 2.3.1.5.1), il est recommandé que la méthode de transposition des caractéristiques en cavitation du modèle au prototype tienne compte de la répartition verticale de la cavitation, comme indiqué par exemple en [17].



**Figure 73 – Modèle de turbine Francis: courbes de cavitation.
Exemples des limites d'application de la formule d'effet d'échelle**

3.8.2.5 Formules de calcul des performances du prototype dans le domaine des rendements garantis

Les mesures effectuées lors de l'essai du modèle permettent de calculer, en chaque point, le débit Q_{1P} , l'énergie hydraulique massique E_P et la puissance mécanique à la roue P_{mP} du prototype géométriquement semblable et fonctionnant en similitude hydraulique (voir 2.3.1.2), à l'aide des formules ci-après.

3.8.2.5.1 Machines à réaction

Il est tenu compte de l'effet d'échelle dû au nombre de Reynolds qui influe sur le rendement hydraulique et donc sur la puissance mécanique à la roue¹⁾. Du fait que les données disponibles pour l'effet d'échelle sur le débit et sur l'énergie hydraulique massique ne font pas apparaître de tendance cohérente, on admet que seuls le rendement et la puissance (par suite de l'effet sur le rendement) sont influencés par les phénomènes d'effet d'échelle²⁾.

Deux méthodes sont possibles:

a) Calcul direct à partir des grandeurs mesurées sur modèle

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + (\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$$

où $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ est calculé par la formule donnée en 3.8.2.4.1.

1) Dans le cas de turbines axiales fonctionnant sous une faible énergie hydraulique massique en un point éloigné du point de meilleur rendement, certaines mesures montrent une puissance différente de celle calculée conformément à la présente norme.

2) Les essais sur prototype montrent parfois un décalage des courbes $Q_{1P} = f(E_P)$ et par conséquent des courbes $P_{mP} = f(E_P)$ comparées aux courbes du modèle. Ce décalage de $Q_{1P} = f(E_P)$ doit être pris en compte pour déterminer la puissance mécanique maximale d'une pompe. Une approche possible est indiquée dans la norme JSME S008 [18], qui utilise la formule:

$$P_{mP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{\eta_P}{\eta_M} \right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5$$

In large tubular turbines, if Froude's similarity cannot be fulfilled (see 2.3.1.5.1), a scale-up method of the cavitation characteristics from model to prototype should take into account the vertical distribution of cavitation, as for example shown in [17].

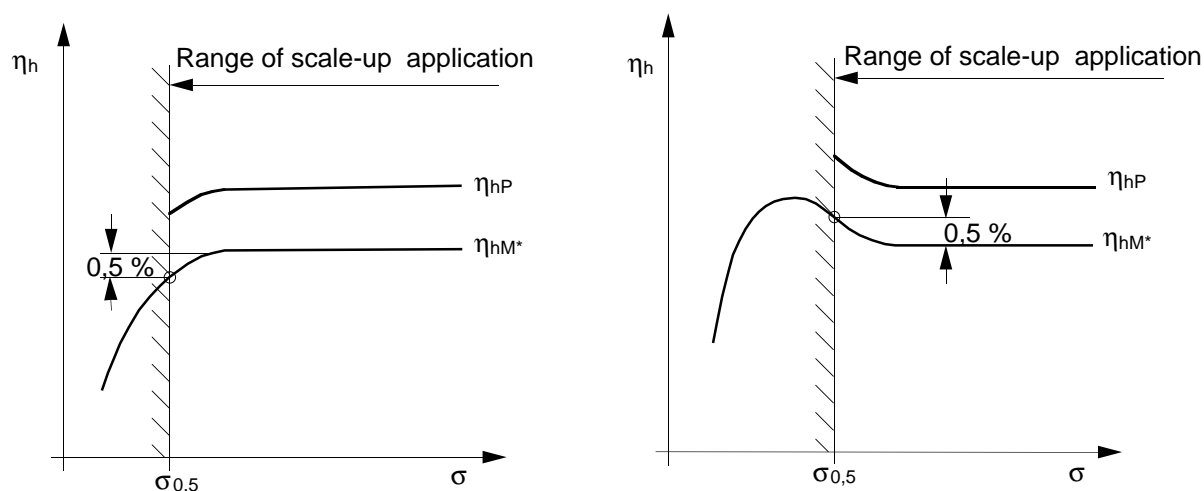


Figure 73 – Francis model turbine: cavitation curves. Examples of limits for application of scale-up formula

3.8.2.5 Formulae for computation of prototype performance within the guaranteed efficiency range

The model test data provide for each point, the discharge Q_{1P} , the specific hydraulic energy E_p and the mechanical runner/impeller power P_{mP} of the geometrically similar prototype operating in hydraulically similar conditions (see 2.3.1.2), by using the formulae listed below.

3.8.2.5.1 Reaction machines

The scale effect due to a Reynolds number influence on hydraulic efficiency is taken into account on mechanical runner/impeller power¹⁾. Since available data for scaling-up discharge and specific hydraulic energy do not show consistent trends, it has been assumed that only efficiency and power (due to efficiency increase) are influenced by scale effect²⁾.

Two procedures are possible:

a) Direct calculation from model measured data

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + (\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$$

where $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ is calculated by the formula given in 3.8.2.4.1.

¹⁾ In the case of axial turbines operating under low specific hydraulic energy far from the best efficiency point, some measurements show a power different from that calculated according to this standard.

²⁾ Sometimes, tests on prototypes show shifting effects on $Q_{1P} = f(E_p)$ curves and consequently on $P_{mP} = f(E_p)$ curves compared to corresponding model curves. Shifting effects on $Q_{1P} = f(E_p)$ have to be taken into account in determining the maximum mechanical power of a pump. A possible approach is given in the JMSE S008 Standard [18], which applies the formula:

$$P_{mP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5$$

$$Q_{1P} = Q_{1M} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0.5} = Q_{1M} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \frac{n_P}{n_M}$$

$$E_P = E_M \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2$$

Pour une turbine:

$$P_{mP} = \rho_{1P} Q_{1P} E_P \eta_{hP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1.5} \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$$

avec $P_{mM} = \rho_{1M} Q_{1M} E_M \eta_{hM}$

Pour une pompe:

$$P_{mP} = \frac{\rho_{1P} Q_{1P} E_P}{\eta_{hP}} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1.5} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$$

avec $P_{mM} = \frac{\rho_{1M} Q_{1M} E_M}{\eta_{hM}}$

b) Calcul à partir des facteurs (ou des coefficients) adimensionnels calculés au préalable à partir des grandeurs mesurées sur modèle

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + (\Delta \eta_h)_{M \rightarrow P}$$

$$Q_{1P} = Q_{ED} D_P^2 E_P^{0.5} = Q_{nD} D_P^3 n_P$$

$$E_P = \frac{1}{2} \frac{D_P^2 n_P^2}{\eta_{ED}} = E_{nD} D_P^2 n_P^2$$

Pour une turbine:
$$P_{mP} = P_{ED} \rho_{1P} D_P^2 E_P^{1.5} \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{nD} \rho_{1P} D_P^5 n_P^3 \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$$

Pour une pompe:
$$P_{mP} = P_{ED} \rho_{1P} D_P^2 E_P^{1.5} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{nD} \rho_{1P} D_P^5 n_P^3 \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$$

Toutes les formules citées ci-dessus sont aussi valables lorsque le rendement hydraulique mesuré sur modèle a été transposé à un nombre de Reynolds constant (η_{hM^*}) (voir 3.8.1).

$$Q_{1P} = Q_{1M} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0.5} = Q_{1M} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \frac{n_P}{n_M}$$

$$E_P = E_M \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2$$

For turbine:

$$P_{mP} = \rho_{1P} Q_{1P} E_P \eta_{hP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1.5} \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$$

being $P_{mM} = \rho_{1M} Q_{1M} E_M \eta_{hM}$

For pump:

$$P_{mP} = \frac{\rho_{1P} Q_{1P} E_P}{\eta_{hP}} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1.5} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^3 \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$$

being $P_{mM} = \frac{\rho_{1M} Q_{1M} E_M}{\eta_{hM}}$

b) Calculation from the dimensionless factors (or coefficients) previously computed from model measured data

$$\eta_{hP} = \eta_{hM} + (\Delta \eta_h)_{M \rightarrow P}$$

$$Q_{1P} = Q_{ED} D_P^2 E_P^{0.5} = Q_{nD} D_P^3 n_P$$

$$E_P = \frac{1}{n_{ED}^2} D_P^2 n_P^2 = E_{nD} D_P^2 n_P^2$$

For turbine: $P_{mP} = P_{ED} \rho_{1P} D_P^2 E_P^{1.5} \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}} = P_{nD} \rho_{1P} D_P^5 n_P^3 \frac{\eta_{hP}}{\eta_{hM}}$

For pump: $P_{mP} = P_{ED} \rho_{1P} D_P^2 E_P^{1.5} \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}} = P_{nD} \rho_{1P} D_P^5 n_P^3 \frac{\eta_{hM}}{\eta_{hP}}$

The above formulae can also be applied when the measured hydraulic efficiency of the model has been referred to a constant Reynolds number (η_{hM}^*) (see 3.8.1).

3.8.2.5.2 Turbines à action (Pelton)

Les formules citées en 3.8.2.5.1 sont applicables dans les conditions suivantes:

- si on ne tient pas compte d'un effet d'échelle, on admet que $\eta_{hP} = \eta_{hM}$;
- s'il est convenu dans le contrat de tenir compte d'un effet d'échelle, $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ peut être calculé conformément à l'annexe K.

3.8.2.5.3 Formules pour calculer le NPSE_P du prototype

L'énergie massique nette à l'aspiration du prototype se calcule par l'une des formules suivantes:

$$NPSE_P = \sigma \cdot E_P = \sigma_{nD} \cdot \eta_P^2 D_P^2$$

3.8.3 Calcul de la vitesse et du débit d'emballement stabilisé

3.8.3.1 Détermination des courbes d'emballement stabilisé du modèle

L'effet d'échelle dû au nombre de Reynolds est supposé nul au voisinage du fonctionnement à l'emballement. L'effet du nombre de Thoma sur les courbes d'emballement peut être notable (voir 3.8.3.2).

Dans le cas d'une machine modèle à simple réglage, on relève pour chaque point un ensemble de lectures et/ou d'enregistrements des grandeurs physiques nécessaires à la détermination de la vitesse et du débit d'emballement stabilisé, le couple mécanique à la roue étant nul ($T_{mM} = 0$) (voir 2.3.3.3.7).

On calcule ensuite les valeurs moyennes de E_M , Q_{1M} , η_M et $NPSE_M$, puis on en déduit $\eta_{ED,R}$ et $Q_{ED,R}$ (ou $E_{nD,R}$ et $Q_{nD,R}$) par les formules de 1.3.3.12.

La courbe d'emballement¹⁾ est tracée pour différentes ouvertures α ou s comme le montre la figure 74; elle permet de déterminer la vitesse maximale d'emballement stabilisé $\eta_{ED,Rmax}$ et le débit maximal $Q_{ED,Rmax}$.

Dans le cas d'une machine modèle à double réglage, on trace normalement une courbe d'emballement pour chaque inclinaison β des pales de roue. On trace ensuite l'enveloppe de ces courbes afin de définir la vitesse et le débit d'emballement stabilisé maximaux (voir figures 78 et 79).

Dans le cas d'une machine modèle non réglable, la courbe d'emballement se réduit à un point lorsqu'on utilise des grandeurs adimensionnelles.

Les essais d'emballement doivent être effectués en faisant varier l'ouverture du distributeur, l'inclinaison des pales de roue ou la course de l'injecteur, de façon à balayer tout le domaine garanti.

Pour les turbines Pelton, on détermine la vitesse maximale d'emballement en tenant compte de l'influence du nombre d'injecteurs (voir figure 75).

S'il n'est pas possible, pendant les essais, d'obtenir un couple mécanique nul ($T_{mM} = 0$), on peut déterminer les conditions d'emballement par extrapolation (voir figure 76).

¹⁾ Pour une pompe, la vitesse et le débit d'emballement sont appelés habituellement vitesse et débit d'emballement en dévirage.

3.8.2.5.2 Impulse turbines (Pelton)

The formulae in 3.8.2.5.1 apply under the following conditions:

- if no scale effect is taken into account, it is assumed that $\eta_{hP} = \eta_{hM}$;
- if it is contractually agreed to take a scale effect into account, then $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ may be calculated according to annex K.

3.8.2.5.3 Formulae for computation of prototype NPSE_P

The net positive suction specific energy of the prototype is calculated by one of the following formulae:

$$NPSE_P = \sigma \cdot E_P = \sigma_{nD} \cdot n_P^2 D_P^2$$

3.8.3 Computation of steady-state runaway speed and discharge

3.8.3.1 Determination of the model steady-state runaway curves

The Reynolds number scale effect is assumed zero in the range near to the runaway operation. The effect of the Thoma number on the runaway curves may be significant (see 3.8.3.2).

In the case of a single-regulated machine model, for each point a set of readings and/or recordings of physical quantities used to determine the model steady-state runaway speed and discharge is recorded, with $T_{mM} = 0$ (see 2.3.3.3.7).

The average values of E_M , Q_{1M} , n_M and $NPSE_M$ are then computed; $n_{ED,R}$ and $Q_{ED,R}$ (or $E_{nD,R}$ and $Q_{nD,R}$) are finally derived using the formulae of 1.3.3.12.

The runaway curve¹⁾ is drawn for different openings α or s in figure 74 to obtain the maximum steady state runaway speed $n_{ED,Rmax}$ and discharge $Q_{ED,Rmax}$.

For a double-regulated machine model, a runaway curve is usually drawn for each runner/impeller blade angle β . The envelope curve of these curves is drawn to define the maximum runaway speed and discharge (see figures 78 and 79).

For a non-regulated machine model, the runaway curve is reduced to a point when using dimensionless factors or coefficients.

The runaway tests shall be carried out by varying the guide vane opening, runner/impeller blade angle or needle stroke, over all the guaranteed range.

For Pelton turbines, the maximum runaway speed is determined taking into account the influence of the number of nozzles (see figure 75).

If, during the tests, it is not possible to reach $T_{mM} = 0$, the runaway conditions can be determined by extrapolation (see figure 76).

¹⁾ For a pump, the runaway speed and discharge are usually called reverse runaway speed and reverse runaway discharge.

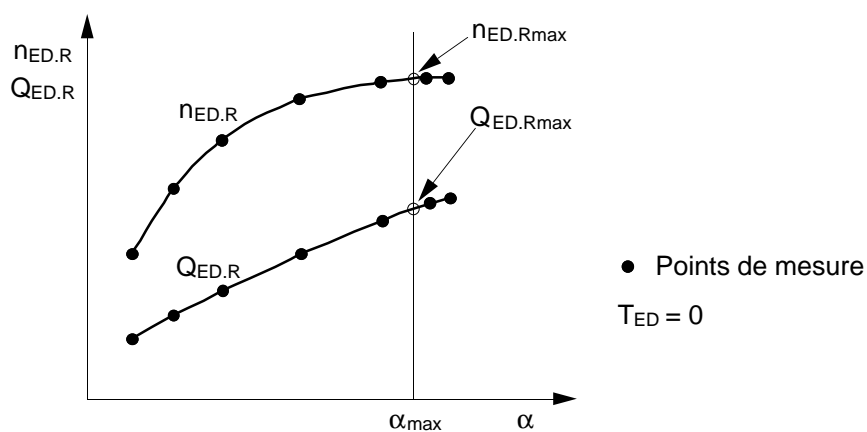


Figure 74 – Courbes d'emballement d'une turbine à simple réglage (Francis)

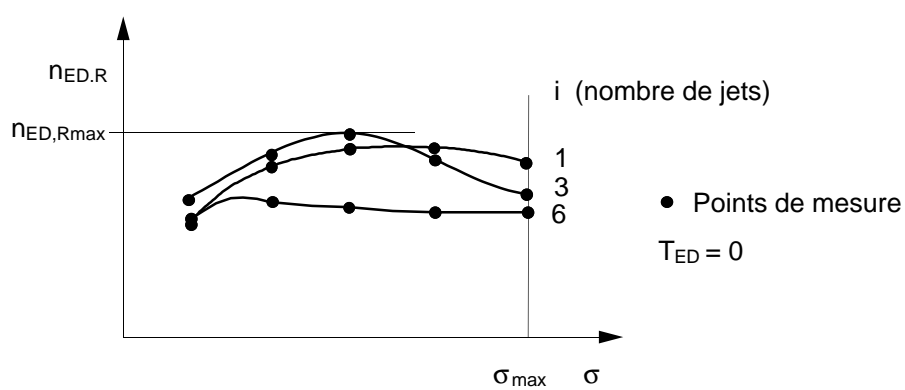


Figure 75 – Courbes d'emballement d'une turbine à simple réglage (Pelton à six jets)

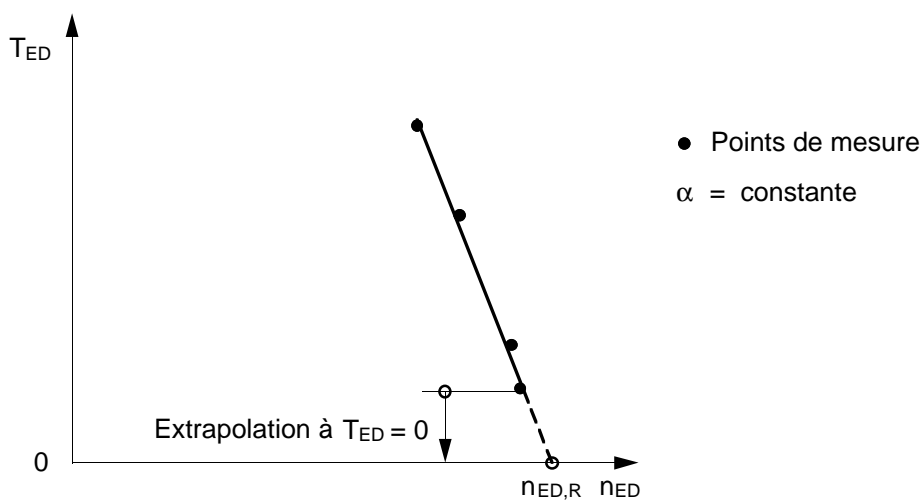


Figure 76 – Détermination de la vitesse d'emballement par extrapolation. Exemple d'une turbine à simple réglage (Francis)

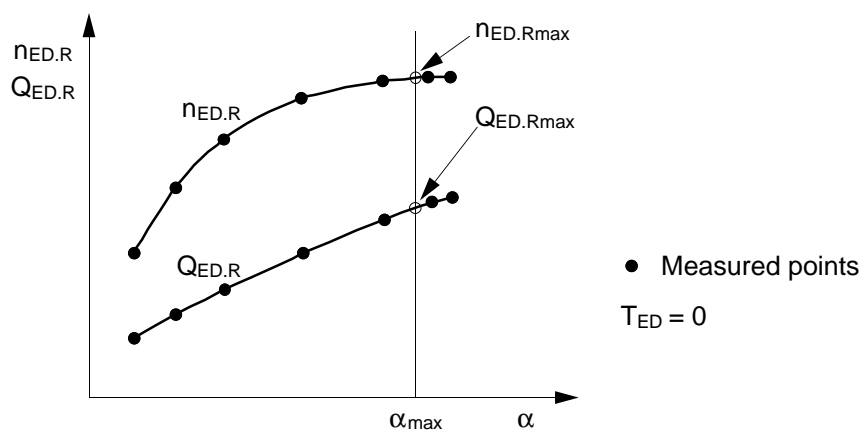


Figure 74 – Runaway curves for a single-regulated turbine (Francis)

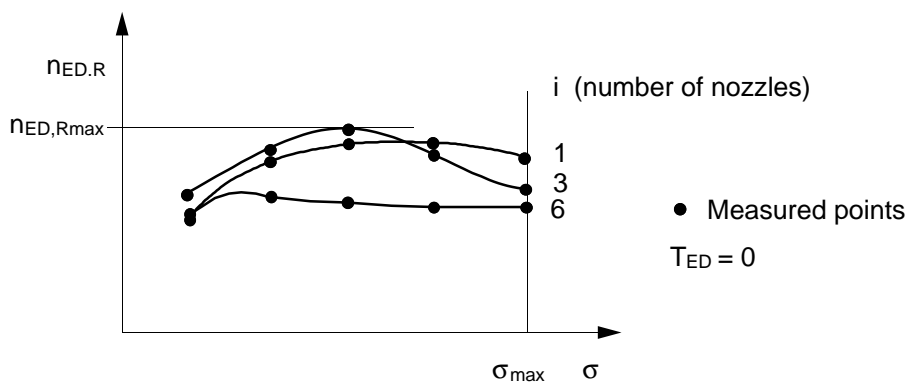
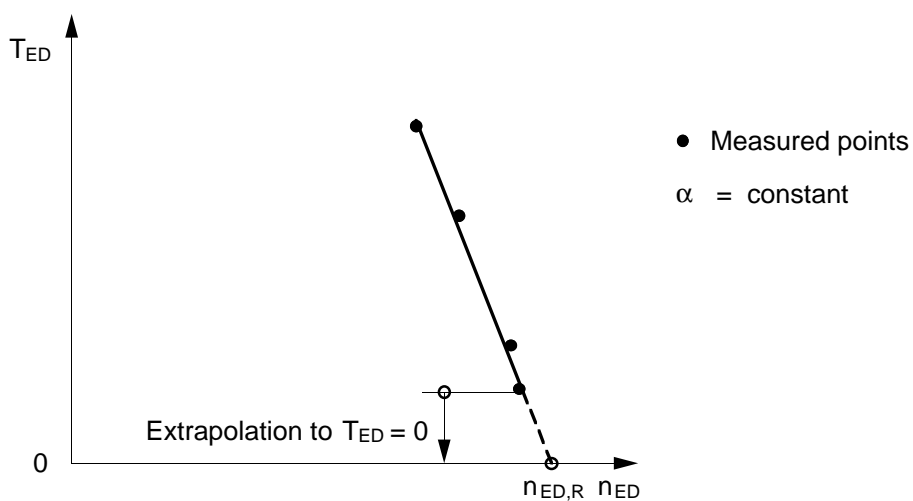


Figure 75 – Runaway curves for a single-regulated turbine (six-nozzle Pelton)



**Figure 76 – Runaway speed determined by extrapolation.
Example for a single-regulated turbine (Francis)**

3.8.3.2 Influence de la cavitation sur la vitesse et le débit d'emballlement stabilisé

Il est recommandé de vérifier l'influence du nombre de Thoma sur les performances du modèle à l'emballlement. La procédure d'essai à appliquer est exposée en 2.3.3.3.7.

La figure 77 montre l'influence de la cavitation sur un modèle de turbine Francis de vitesse spécifique moyenne à l'ouverture du distributeur α_{\max} .

La figure 78 montre, pour un modèle de turbine Kaplan, les courbes $n_{ED,R}$ et $Q_{ED,R}$ en présence de cavitation à différentes ouvertures du distributeur α et inclinaisons des pales de roue β . La cavitation a une influence importante sur les courbes d'emballlement. La figure 79 illustre le même phénomène en montrant les courbes $n_{ED,R}(Q_{ED,R})$ à σ élevé et à $\sigma = \sigma_{pl}$.

Le nombre de Thoma ou le coefficient de cavitation mesuré sur modèle est habituellement converti en $NPSE_P$ du prototype à l'aide des formules de 3.8.2.5.3.

Pour les grandes turbines tubulaires, si la similitude de Froude ne peut pas être respectée (voir 2.3.1.5.1), il est recommandé que la méthode de transposition des caractéristiques de cavitation du modèle au prototype tienne compte de la répartition verticale de la cavitation, comme l'indique par exemple la référence [19].

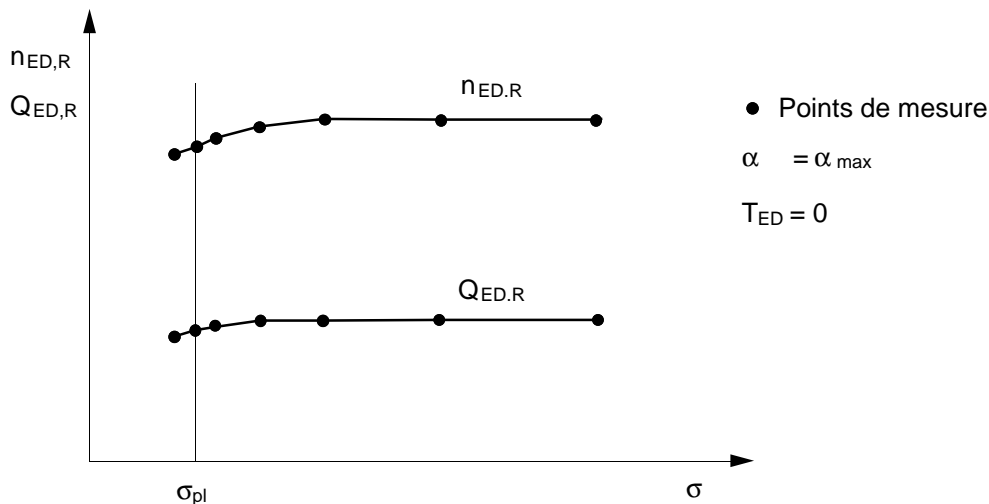


Figure 77 – Influence du nombre de Thoma sur la vitesse et le débit d'emballlement d'une turbine à simple réglage (Francis)

3.8.3.2 Influence of cavitation on steady-state runaway speed and discharge

It is recommended that the influence of Thoma number on model performance is also verified at runaway conditions. Subclause 2.3.3.3.7 details the test procedure.

Figure 77 shows the cavitation influence for a medium specific speed Francis turbine model at guide vane opening α_{\max} .

Cavitation has a large influence on runaway curves of a Kaplan turbine model. Figure 78 shows the cavitation curves $n_{ED,R}$ and $Q_{ED,R}$ at different guide vane openings α and runner blade angles β . The same phenomenon is represented in figure 79, which shows the $n_{ED,R}(Q_{ED,R})$ curves at high σ and at $\sigma = \sigma_{pl}$.

The Thoma number or the cavitation coefficient measured on the model is usually transferred to prototype $NPSE_P$ using the formulae given in 3.8.2.5.3.

In large tubular turbines, if the Froude similitude cannot be fulfilled (see 2.3.1.5.1), a conversion method of cavitation characteristics from model to prototype should take into account the vertical distribution of cavitation as, for example, shown in reference [19].

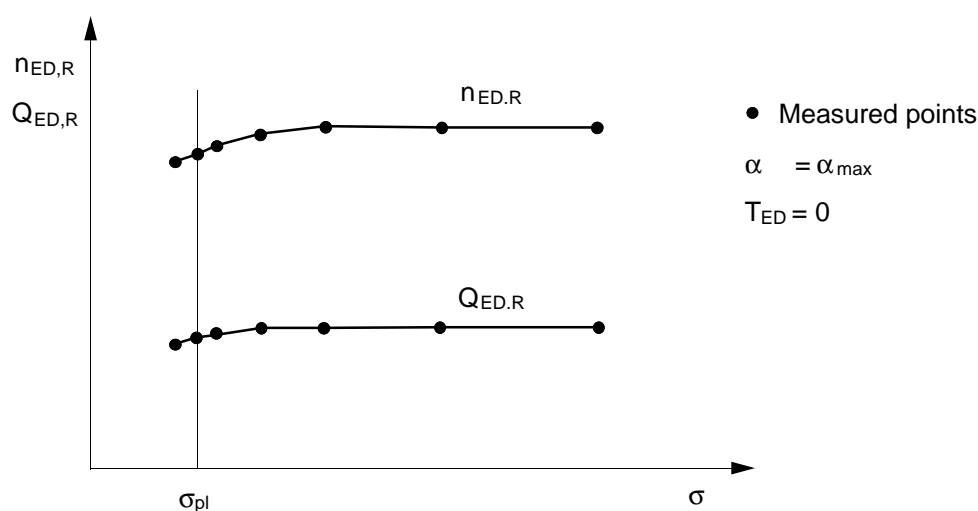


Figure 77 – Influence of Thoma number on runaway speed and discharge of a single-regulated turbine (Francis)

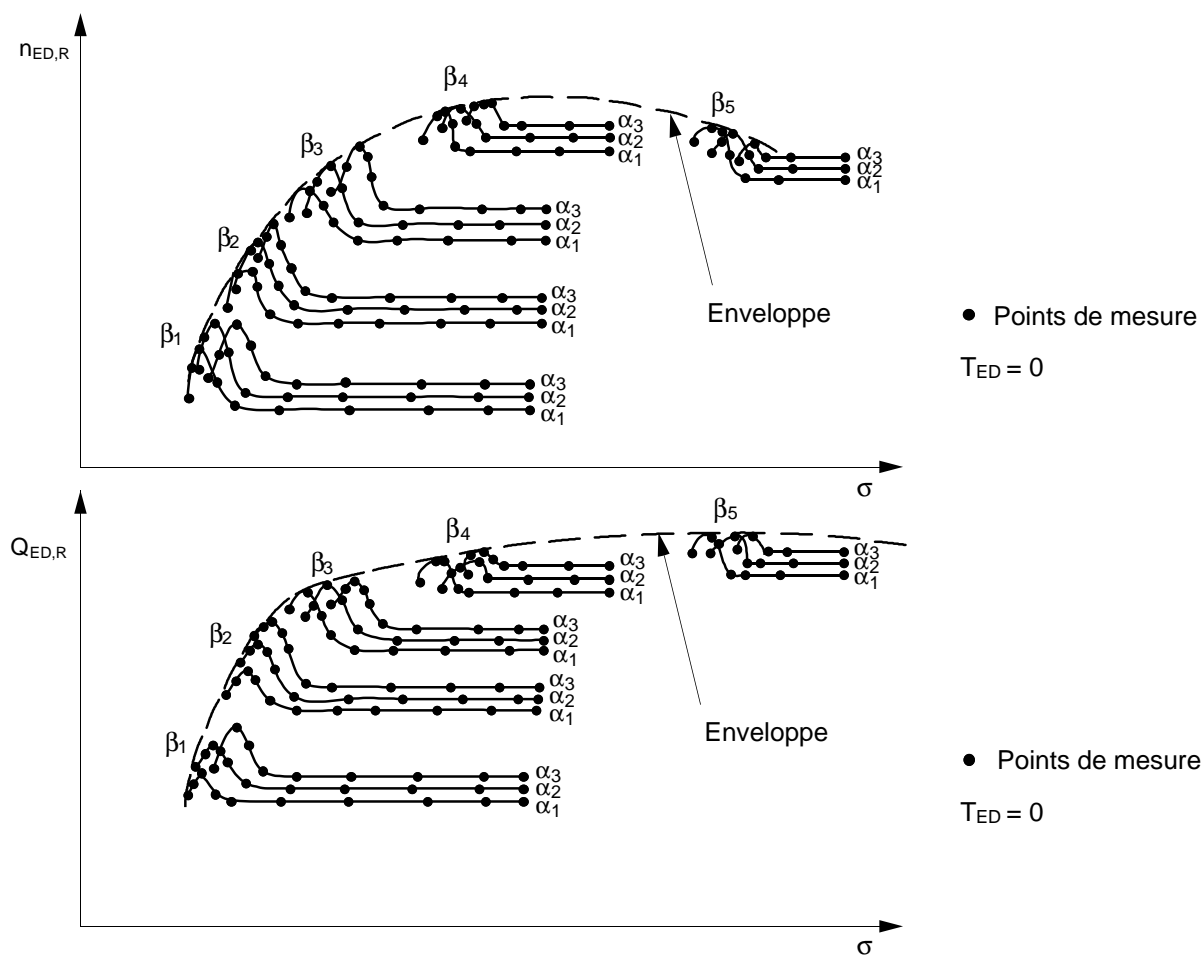


Figure 78 – Influence du nombre de Thoma sur la vitesse et le débit d'emballement d'une turbine à double réglage (Kaplan)

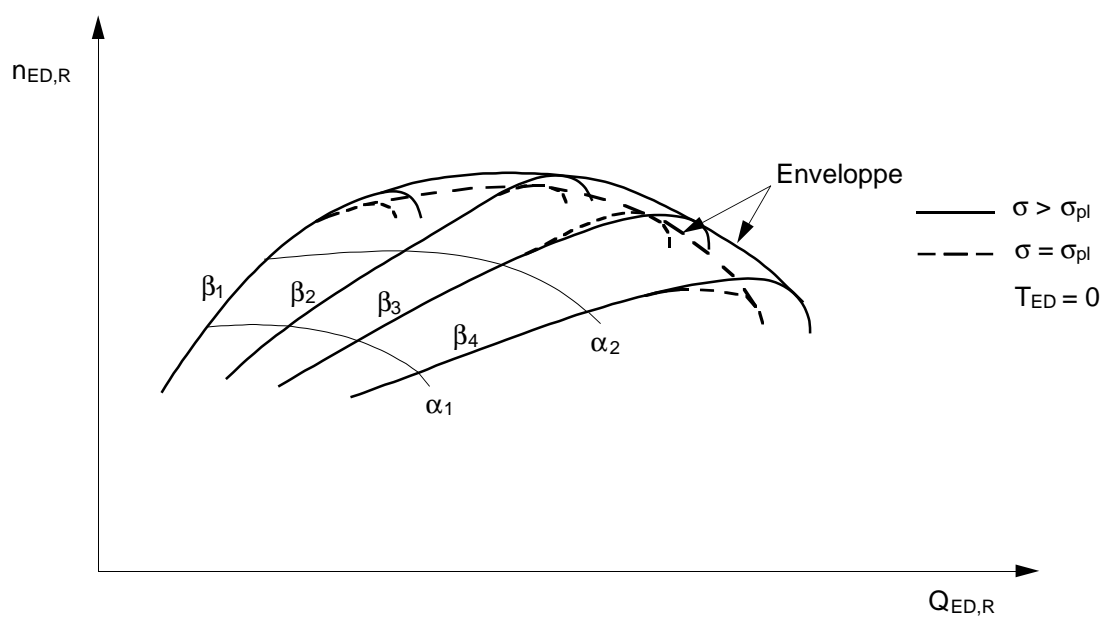


Figure 79 – Influence du nombre de Thoma sur les courbes d'emballement hors came d'une turbine à double réglage (Kaplan)

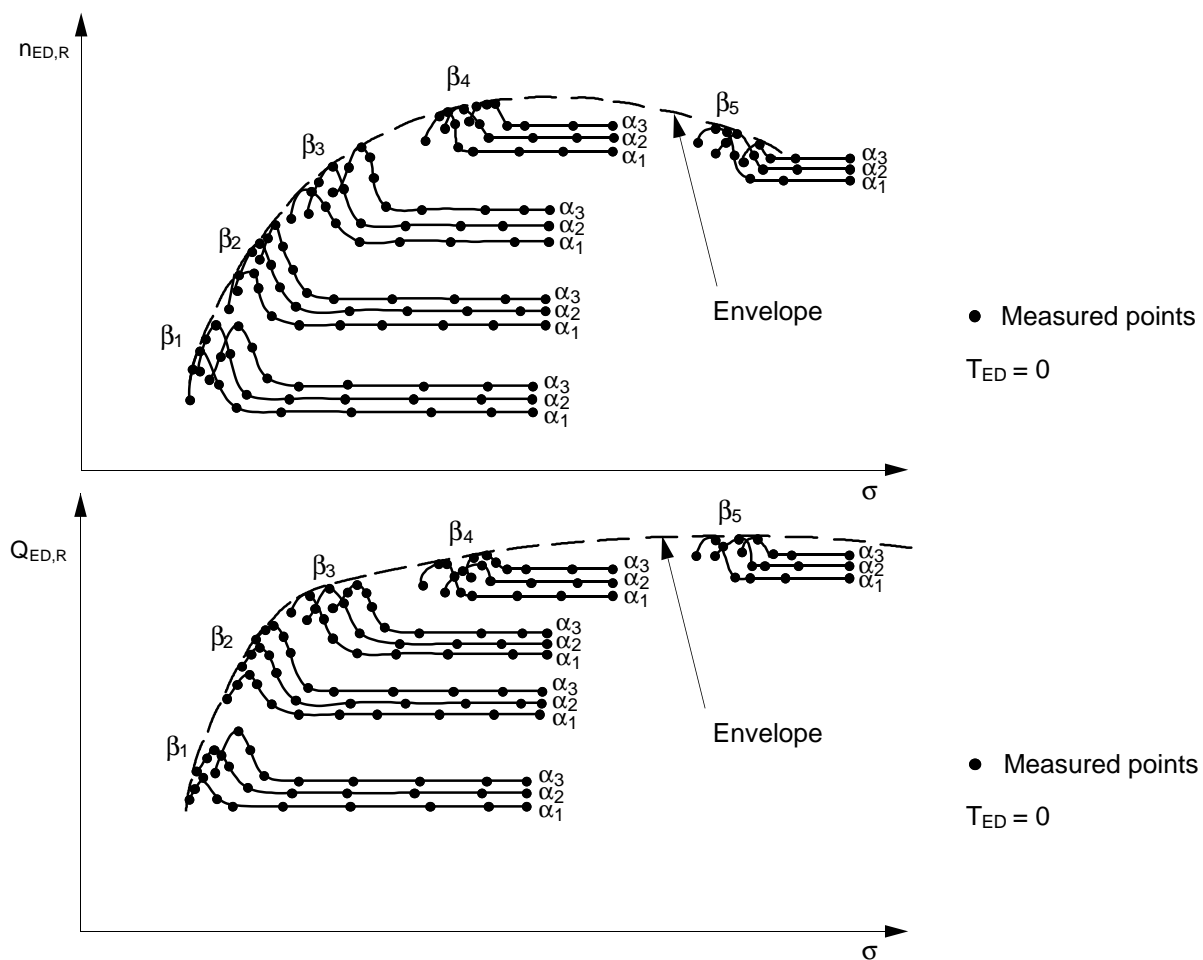


Figure 78 – Influence of the Thoma number on runaway speed and discharge of a double-regulated turbine (Kaplan)

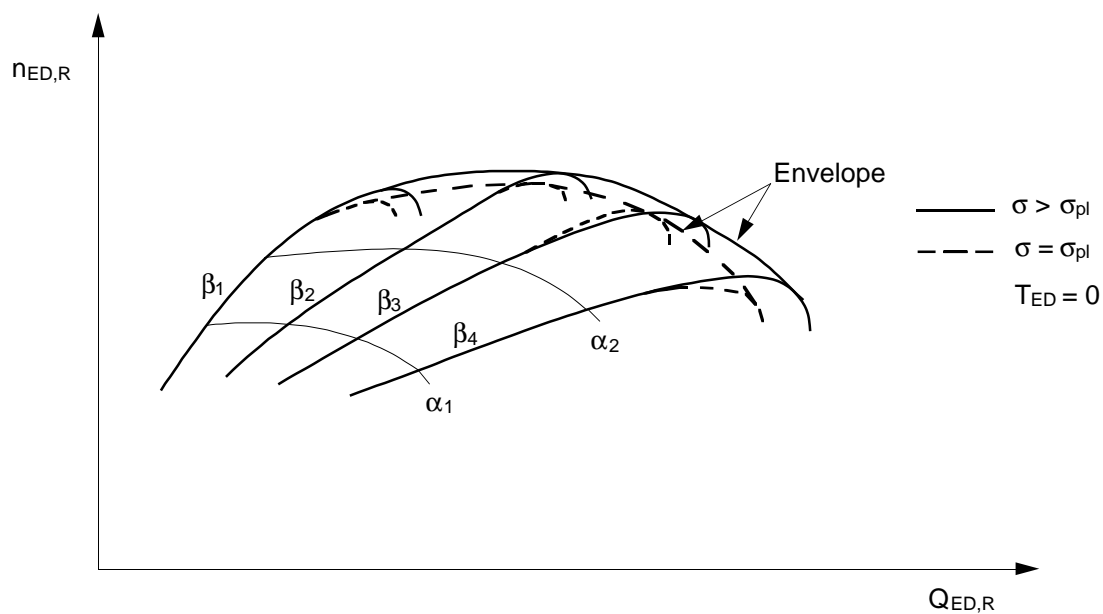


Figure 79 – Influence of the Thoma number on the off cam runaway curves of a double-regulated turbine (Kaplan)

3.8.3.3 Calcul des courbes d'emballlement stabilisé du prototype

Si les garanties pour l'emballlement portent sur le prototype, on considère habituellement qu'il n'y a pas d'effet d'échelle, c'est-à-dire qu'au voisinage de l'emballlement $P_{ED,M} = P_{ED,P}$. Les caractéristiques d'emballlement du prototype sont calculées pour le nombre de Thoma de l'installation à partir des résultats d'essai du modèle en utilisant les formules basées sur les lois de similitude (voir 3.8.3.4); les points de vitesse et de débit d'emballlement maximaux sont ainsi déterminés. Si nécessaire et sauf accord contraire, les pertes par frottement dans la butée et les paliers-guides du groupe et dans le joint d'arbre ainsi que les pertes mécaniques et les pertes par ventilation de la machine électrique sont prises en compte comme exposé à l'annexe G.

3.8.3.4 Formules de calcul de la caractéristique d'emballlement du prototype

Deux méthodes sont possibles:

a) Calcul direct à partir des grandeurs mesurées sur modèle

$$\eta_{R,P} = \eta_{R,M} \left(\frac{D_M}{D_P} \right)^{0,5} \quad Q_{1,RP} = Q_{1,RM} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0,5}$$

On utilise la formule

$$P_{mP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1,5}$$

pour tracer la courbe $P_{mP}(\eta_p)$ nécessaire à la prise en compte des pertes par frottement dans les paliers et les joints et des pertes par ventilation (voir annexe G).

b) Calcul à l'aide des termes adimensionnels calculés au préalable à partir des grandeurs mesurées sur modèle

$$\eta_{R,P} = \eta_{ED,R} \frac{E_P^{0,5}}{D_P} \quad Q_{1,RP} = Q_{ED,R} D_P^2 E_P^{0,5}$$

On utilise la formule

$$P_{mP} = P_{ED} \cdot \rho_{1P} \cdot D_P^2 \cdot E_P^{1,5}$$

pour tracer la courbe $P_{mP}(\eta_p)$ nécessaire à la prise en compte des pertes par frottement dans les paliers et les joints et des pertes par ventilation (voir annexe G).

Pour le calcul de $NPSE_P$, voir 3.8.2.5.3.

3.9 Analyse des erreurs

3.9.1 Principes de base (voir ISO 5168)

A partir des mesures faites sur le modèle, on doit examiner les différentes sources d'erreur et déterminer les incertitudes correspondantes.

3.9.1.1 Définition de l'erreur

L'erreur sur la mesure d'une grandeur est la différence entre cette mesure et la valeur vraie de la grandeur.

3.8.3.3 Computation of the prototype steady-state runaway curves

If runaway guarantees are given for the prototype, no scale effect is usually considered: this means that $P_{ED,M} = P_{ED,P}$, in the range near to the runaway point. The prototype runaway data are computed at σ_{PI} from the model test results using formulae based on the affinity laws (see 3.8.3.4) and hence the maximum runaway speed and discharge points are determined. If required, the friction losses of the unit thrust bearing, guide bearings and shaft seal and the mechanical and windage losses of the electrical machine are taken into account, unless otherwise agreed, as described in annex G.

3.8.3.4 Formulae for computation of prototype runaway characteristic

Two procedures are possible:

a) Direct calculation from model measured data

$$n_{R,P} = n_{R,M} \frac{D_M}{D_P} \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0,5} \quad Q_{1,RP} = Q_{1,RM} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{0,5}$$

The formula

$$P_{mP} = P_{mM} \frac{\rho_{1P}}{\rho_{1M}} \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1,5}$$

is used to draw a curve $P_{mP}(n_P)$ necessary to take into account the bearings and shaft seal friction losses and the windage losses (see annex G).

b) Calculation from the dimensionless factors (or coefficients) previously computed from model measured data

$$n_{R,P} = n_{ED,R} \frac{E_P^{0,5}}{D_P} \quad Q_{1,RP} = Q_{ED,R} D_P^2 E_P^{0,5}$$

The formula

$$P_{mP} = P_{ED} \cdot \rho_{1P} \cdot D_P^2 \cdot E_P^{1,5}$$

is used to draw a curve $P_{mP}(n_P)$ necessary to take into account the bearings and shaft seal friction losses and the windage losses (see annex G).

For the computation of $NPSE_P$, see 3.8.2.5.3.

3.9 Error analysis

3.9.1 Basic principles (see ISO 5168)

Starting from the measurements made on the model the different sources of error shall be examined to determine the corresponding uncertainties.

3.9.1.1 Definition of the error

The error in the measurement of a quantity is the difference between that measurement and the true value of the quantity.

Aucune mesure d'une grandeur physique n'est exempte d'incertitudes, celles-ci provenant d'erreurs systématiques et aléatoires.

Les erreurs systématiques ne peuvent pas être éliminées par répétition des mesures, étant donné qu'elles sont dues aux caractéristiques de l'appareillage de mesure, de l'installation et des conditions de fonctionnement. Il est possible, par contre, de réduire l'erreur aléatoire par répétition des mesures, cette erreur aléatoire sur la moyenne de n mesures indépendantes étant de \sqrt{n} fois inférieure à l'erreur aléatoire d'une mesure isolée (voir annexe L).

3.9.1.2 Définition de l'incertitude

L'étendue dans laquelle on peut penser que se situera, avec une probabilité suffisamment grande, la valeur vraie de la grandeur mesurée est appelée «incertitude de mesure». Dans le cadre de la présente norme, la probabilité à utiliser doit être de 95 %.

L'incertitude sur la mesure d'une grandeur X peut être exprimée sous forme de valeur absolue e_X ou de valeur relative $f_X = e_X / X$.

3.9.1.3 Types d'erreurs

Il y a trois types d'erreurs à considérer:

- les mesures aberrantes (voir 3.9.1.3.1);
- les erreurs aléatoires (voir 3.9.1.3.2);
- les erreurs systématiques (voir 3.9.1.3.3).

3.9.1.3.1 Mesures aberrantes

Ce sont les erreurs humaines ou les erreurs dues à un mauvais fonctionnement des appareils de mesure et qui dénaturent une mesure, par exemple mauvaise transcription d'un résultat ou présence de poches d'air dans la conduite reliant une tuyauterie d'eau à un manomètre. Il convient de ne pas prendre ces erreurs en compte dans une analyse statistique, et la mesure correspondante doit être annulée. Lorsque l'erreur n'est pas suffisamment grande pour dénaturer visiblement le résultat, on doit répéter le point ou on peut appliquer certains critères de rejet pour décider si les données correspondantes doivent être éliminées (voir par exemple [20]).

3.9.1.3.2 Erreurs aléatoires et incertitude associée

Les erreurs aléatoires sont dues à des effets nombreux, petits et indépendants, qui empêchent un système de mesurage de redonner la même valeur de sortie (erreur de fidélité du système de mesurage) pour une même valeur d'entrée de la grandeur mesurée. Les résultats s'écartent de la moyenne selon les lois du hasard, de sorte que plus le nombre de données augmente, plus la distribution des résultats approche d'une loi normale (gaussienne).

L'erreur aléatoire dépend du soin apporté aux mesures, du nombre de mesures et des conditions de fonctionnement. La dispersion des lectures relevées lors d'un essai dépend de la combinaison de l'erreur aléatoire due à l'instrumentation et de l'influence des conditions de fonctionnement. La répétition du même point dans des conditions de fonctionnement données permet d'établir la valeur de l'incertitude associée aux erreurs aléatoires par des méthodes statistiques (voir 3.9.2.2.1 et annexe L).

Si l'échantillon (c'est-à-dire le nombre de mesures) est petit, il est nécessaire de corriger les résultats statistiques fondés sur une loi normale à l'aide des valeurs correspondantes du coefficient t de Student comme cela est précisé dans l'annexe L. Le coefficient t de Student est un coefficient qui compense le fait que, pour un niveau de confiance donné, l'incertitude sur l'écart-type augmente si l'échantillon est de petite taille.

No measurement of a physical quantity is free from uncertainties arising from systematic and random errors.

Systematic errors cannot be reduced by repeating measurements since they arise from the characteristics of the measuring apparatus, the installation and the operating conditions. However, random errors can be reduced by repetition of measurements since the random error of the mean of n independent measurements is \sqrt{n} times smaller than the random error of an individual measurement (see annex L).

3.9.1.2 Definition of uncertainty

The range within which the true value of a measured quantity can be expected to lie, with a suitably high probability, is termed the uncertainty in the measurement. For the purpose of this standard, the probability to be used shall be 95 % confidence level.

The uncertainty in the measurement of a quantity X may be expressed as an absolute value e_X or as a relative value: $f_X = e_X / X$.

3.9.1.3 Types of errors

Three types of error shall be considered:

- spurious errors (see 3.9.1.3.1);
- random errors (see 3.9.1.3.2);
- systematic errors (see 3.9.1.3.3).

3.9.1.3.1 Spurious errors

These are errors such as human errors, or instrument malfunction, which invalidate a measurement. For example, the transposing of numbers in recording data or the presence of pockets of air in leads from a water line to a manometer. Such errors should not be incorporated into any statistical analysis and the corresponding measurement shall be discarded. Where the error is not large enough to make the result obviously invalid, the point shall be repeated or some rejection criteria may be applied to decide whether the data point should be rejected (see for example [20]).

3.9.1.3.2 Random errors and associated uncertainty

Random errors are caused by numerous, small, independent influences which prevent a measurement system from delivering the same reading (repeatability of the measurement system) when supplied with the same input value of the quantity to be measured. The measurements deviate from their mean in accordance with the laws of chance, such that their distribution usually approaches a normal (gaussian) distribution as the number of measurements is increased.

The random error is influenced by the care taken during the measurements, the number of measurements and the operation conditions. The scatter of the readings observed during a test results from the combination of the random error arising from the instrumentation and of the influence of the operating conditions. The repetition of points at a given operating condition enables the value of the uncertainty associated with random errors to be established by statistical methods (see 3.9.2.2.1 and annex L).

When the sample size (i.e. the number of measurements) is small, it is necessary to correct the statistical results that are based on the assumption of a normal distribution, by means of the Student's t value, as explained in annex L. Student's t is a factor which compensates for the uncertainty in the standard deviation increasing, for a given confidence level, as the sample size is reduced.

3.9.1.3.3 Erreurs systématiques et incertitude associée

Une erreur systématique est une erreur qui garde invariablement la même grandeur et le même signe dans les mêmes conditions de mesure. Elle ne peut donc pas être réduite en augmentant le nombre des mesures si l'appareillage et les conditions de mesure restent inchangés.

Les erreurs systématiques n'affectent pas la répétabilité des mesures durant un essai.

Il n'est pas possible d'estimer l'incertitude associée aux erreurs systématiques de façon expérimentale sans changer l'appareillage ou les conditions de mesurage. La seule façon de vérifier le système de mesure principal et d'obtenir un ordre de grandeur de l'erreur systématique est de mesurer chaque grandeur fondamentale par deux dispositifs différents, s'il en est de disponibles.

La seule alternative est de porter un jugement subjectif sur la base de l'expérience et compte tenu de l'appareillage en cause.

Si l'erreur a une valeur unique et connue, celle-ci doit être ajoutée au résultat de la mesure (ou en être soustraite) et il n'y a dès lors plus d'incertitude systématique sur la mesure due à cette source.

Si l'erreur systématique d'un appareil de mesure est inconnue mais si les limites de cette erreur sont spécifiées (classe de précision), cet intervalle peut être pris comme bande d'incertitude systématique de l'appareil avec un niveau de confiance supérieur à 95 %.

En fait, malgré la différence exposée ci-dessus entre incertitudes systématiques et aléatoires, la probabilité de distribution des valeurs de chaque composante systématique de l'incertitude est essentiellement gaussienne et il est admis de calculer l'incertitude systématique totale f_s par combinaison quadratique des incertitudes systématiques individuelles.

3.9.1.4 Incertitude totale

L'incertitude totale (f_t) est obtenue en combinant les incertitudes systématiques (f_s) et aléatoires (f_r) (voir 3.9.1.3.3 et 3.9.1.3.2). Elle définit un intervalle à l'intérieur duquel il est admis que la vraie valeur a une probabilité de 95 % de se trouver, et tout point de cet intervalle est également valable.

Comme les incertitudes systématiques et aléatoires ont, en fait, des lois de probabilité du même type, elles peuvent être combinées quadratiquement. Le paragraphe 3.9.2.2.4 explique comment calculer l'incertitude totale lors d'un essai sur modèle.

3.9.2 Détermination des incertitudes lors des essais sur modèle

3.9.2.1 Sources d'erreur

Le tableau 8 montre les sources d'erreur les plus importantes pouvant survenir lors des essais sur modèle.

L'article J.1 donne un exemple d'analyse des sources d'erreur et d'évaluation des incertitudes lorsqu'on mesure une grandeur par un appareil secondaire électronique.

3.9.1.3.3 Systematic errors and associated uncertainty

A systematic error is one that invariably has the same magnitude and the same sign under the same conditions of measurement. Therefore it cannot be reduced by increasing the number of measurements if the equipment and conditions of measurements remain unchanged.

Systematic errors do not affect the repeatability of measurements during a test.

The uncertainty associated with systematic errors cannot be assessed experimentally without changing the equipment or conditions of measurements. The only way to verify the main measuring system and to obtain an order of magnitude of the systematic error is to measure each basic quantity by two different systems, if they are available.

The alternative is to make a subjective judgement on the basis of experience and consideration of the equipment involved.

If the error has a unique known value then this should be added to (or subtracted from) the result of the measurement and there is no longer systematic uncertainty in the measurement due to this source.

If the systematic error of a measuring device is unknown but its error limits (class of accuracy) are specified, the interval between them may be assumed as the systematic uncertainty of that device with a confidence level better than 95 %.

Notwithstanding the difference shown above between systematic and random uncertainties, the probability distribution of the uncertainty values of each systematic component is essentially gaussian and the accepted convention calculating the total systematic uncertainty f_s from the individual systematic uncertainties is the root-sum-square method.

3.9.1.4 Total uncertainty

The total uncertainty in a measurement (f_t) is obtained by combining the systematic (f_s) and random (f_r) uncertainties (see 3.9.1.3.3 and 3.9.1.3.2). It defines a range within which the true value is assumed to lie with a probability of 95 % and any point in this range is equally valid.

Given the same type of probability distribution of the systematic and random uncertainties, they can be combined by the root-sum-squares method. Subclause 3.9.2.2.4 explains how to determine the total uncertainty in model tests.

3.9.2 Determination of uncertainties in model tests

3.9.2.1 Sources of errors

Table 8 provides a summary of the most important sources of error which can occur during model tests.

Clause J.1 gives an example of analysis of the sources of error and of uncertainty evaluation when measuring a quantity by a secondary electronic device.

3.9.2.1.1 Erreurs survenant lors de l'étalonnage d'un appareil secondaire

Outre les mesures aberrantes éventuelles qu'il convient d'éliminer, il peut se produire des erreurs systématiques et aléatoires lors de l'étalonnage d'un appareil de mesure secondaire. L'erreur de justesse¹⁾ de la méthode primaire, celle de l'appareil secondaire et les erreurs sur les propriétés physiques sont des erreurs systématiques, tandis que l'erreur de fidélité de la méthode primaire et celle de l'appareil secondaire sont des erreurs aléatoires; les erreurs dues aux phénomènes physiques et aux grandeurs d'influence peuvent être de nature en partie systématique et en partie aléatoire.

L'incertitude totale sur l'étalonnage d'un appareil secondaire peut être calculée en combinant quadratiquement les incertitudes composantes (voir tableau 8 et article J.1), pour autant que chacune d'elles puisse être évaluée. En pratique, un résultat d'étalonnage tel que représenté par l'exemple de la figure 80 peut être utilisé pour estimer la valeur des erreurs b) à e) du tableau 8. L'erreur f) est généralement négligeable. L'erreur a) est à obtenir à partir d'un niveau supérieur de la chaîne d'étalonnage (traçabilité de la méthode primaire) ou doit être certifiée par une autorité neutre.

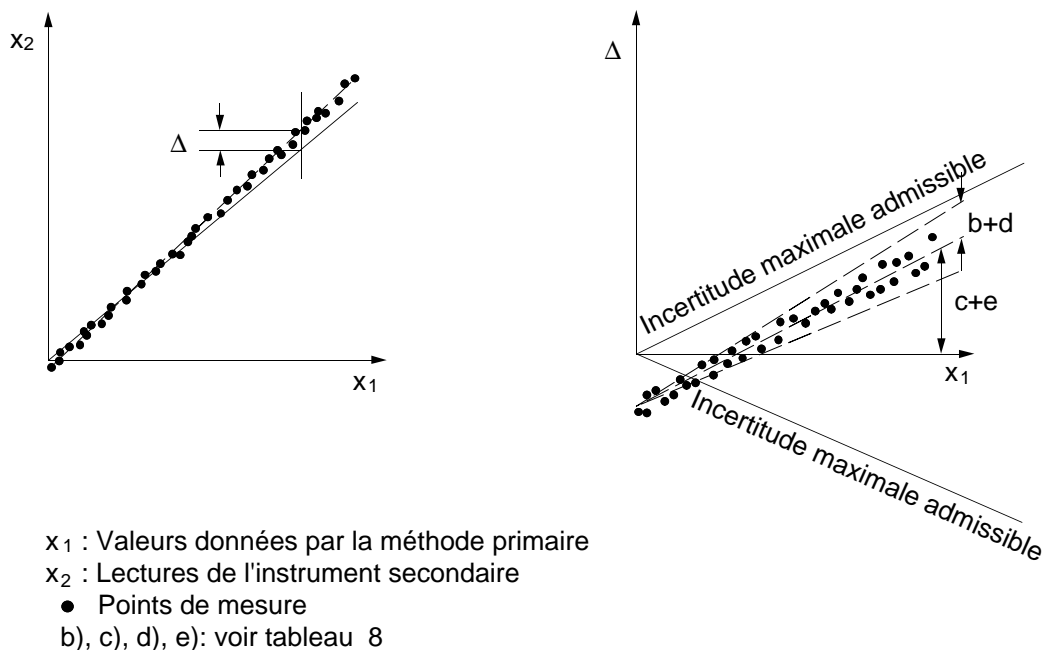


Figure 80 – Exemple de courbe d'étalonnage

3.9.2.1.2 Erreurs survenant lors des essais

Quelle que puisse être la nature de ses composantes élémentaires, l'erreur totale sur l'étalonnage (point g) décrite en 3.9.2.1.1 devient une erreur systématique sur la grandeur mesurée lorsque cet étalonnage est utilisé pour des essais sur modèle subséquents.

¹⁾ L'erreur de justesse est la composante systématique de l'erreur d'un instrument de mesure.

3.9.2.1.1 Errors arising during the calibration of a secondary instrument

Besides possible spurious errors which should be eliminated, systematic and random errors may occur during the calibration of a secondary measuring instrument. The bias¹⁾ of the primary method and of the secondary instrument and the errors in physical properties are systematic errors, whereas the repeatability of the primary method and of the secondary instrument are random errors; the errors due to physical phenomena and influence quantities may be of partly systematic and partly random nature.

The total uncertainty in the calibration of the secondary instrument may be calculated by combining, by the root-sum-square method, the component uncertainties (see table 8 and clause J.1), as far as each of them can be evaluated. In practice, a calibration result represented by the example shown in figure 80 may be used to estimate the value of errors items b) to e) of table 8. Item f) is generally negligible, item a) (bias of the primary method) should be obtained from a higher level in the calibration chain (traceability of the primary method) or certified by a neutral authority.

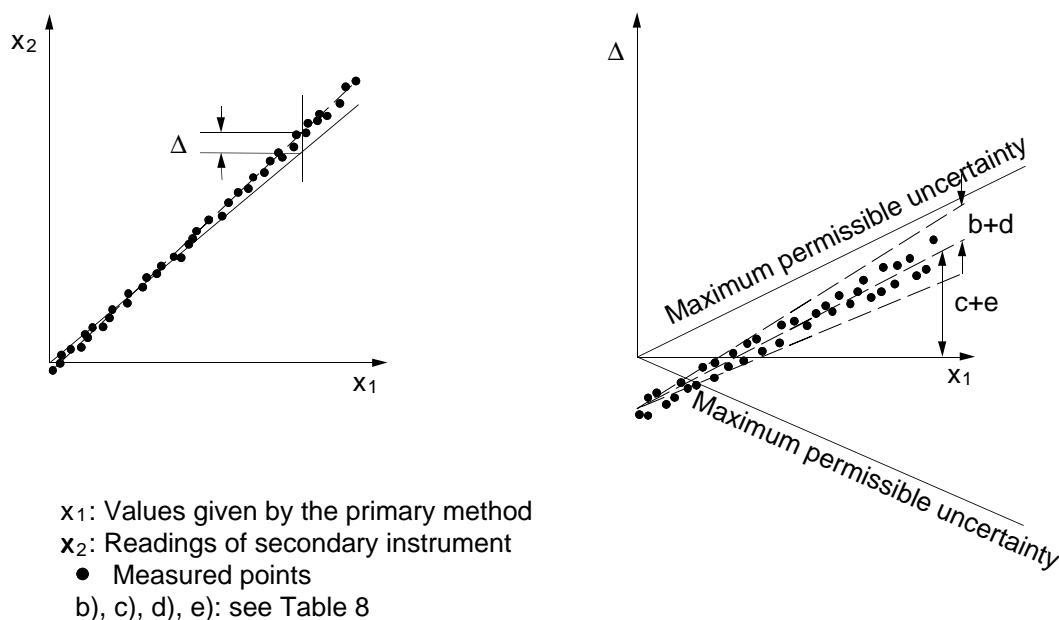


Figure 80 – Example of calibration curve

3.9.2.1.2 Errors arising during the tests

Whatever the nature of its individual components, the total error in the calibration (item g) described in 3.9.2.1.1 becomes a systematic error in the measured quantity when this calibration is used for subsequent model tests.

¹⁾ The bias error is the systematic component of the error of a measuring instrument.

Tableau 8 - Récapitulation des erreurs

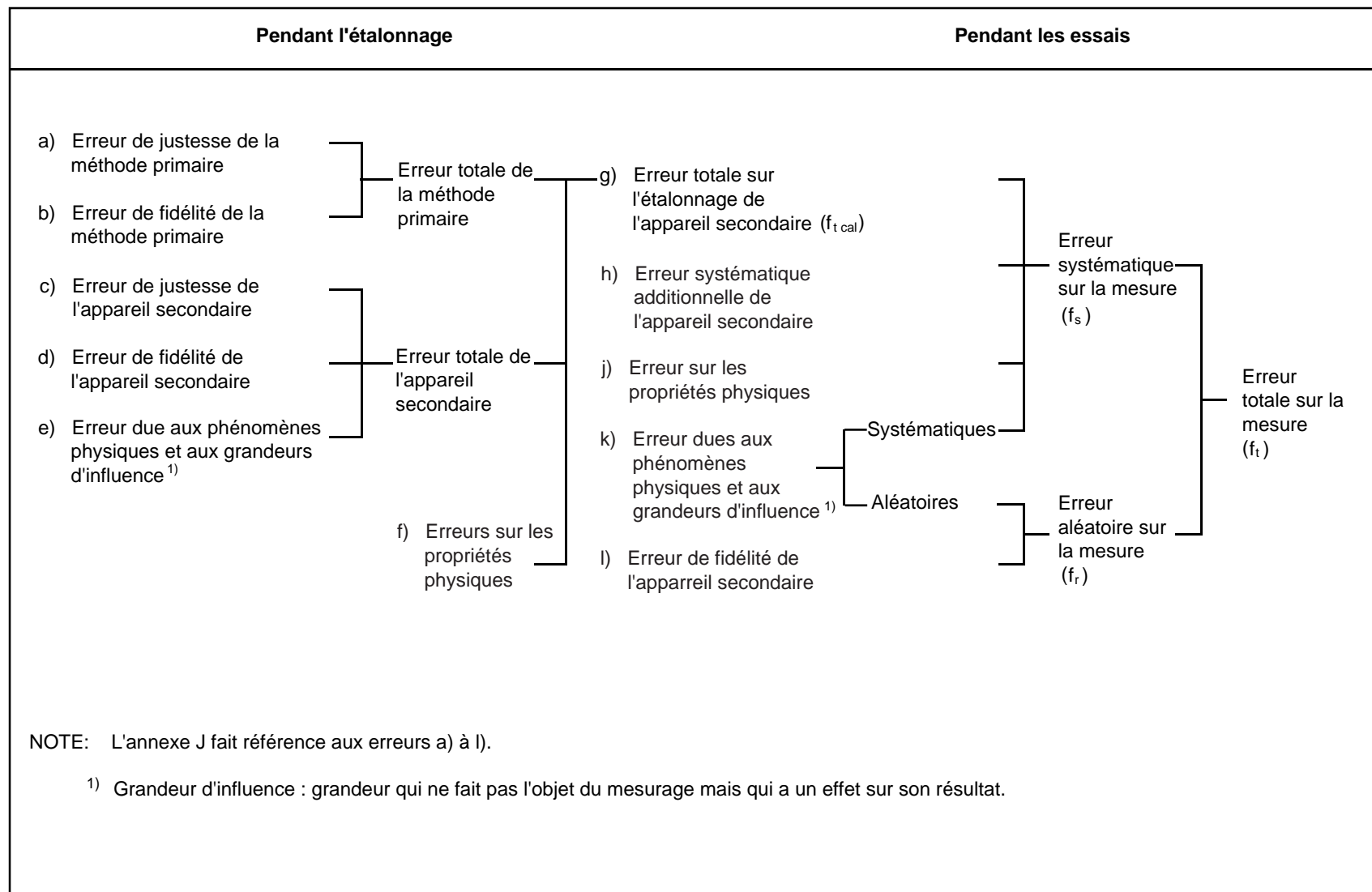
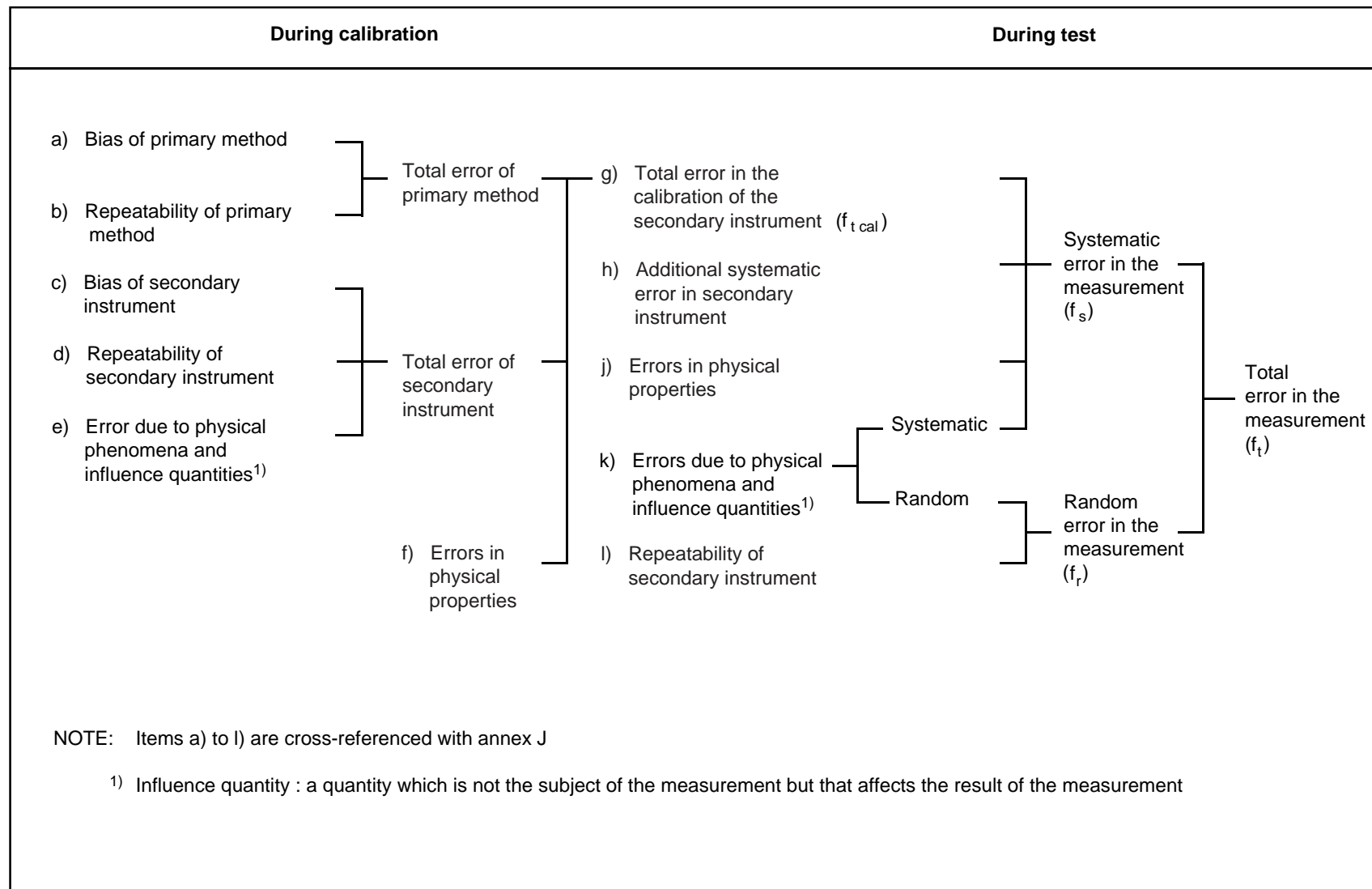


Table 8 - Summary of errors



Les erreurs dues aux phénomènes physiques et aux grandeurs d'influence survenant durant les essais (point k) peuvent être négligées si les conditions de mesure (température ambiante, tension et fréquence de l'alimentation électrique, profil de l'écoulement, etc.) sont maintenues identiques, dans un domaine raisonnable de variation, pendant l'étalonnage et pendant les essais.

Les erreurs sur la détermination des propriétés physiques (point j) étant généralement faibles, l'erreur systématique est essentiellement gouvernée par le choix de la méthode d'étalonnage, les caractéristiques de l'appareillage de mesure, l'installation d'essais et les conditions de fonctionnement. Par exemple, la valeur de l'énergie cinétique calculée à partir de la vitesse moyenne s'écarte de sa valeur vraie si la répartition des vitesses dans la section de mesurage n'est pas suffisamment uniforme (voir 3.5.2.4, note 1).

L'erreur de fidélité de l'appareil secondaire apparaît à nouveau pendant les essais (point l) et donne naissance à une erreur aléatoire qui peut être caractérisée comme on l'explique en 3.9.2.2.1.

3.9.2.2 Estimation de l'incertitude

3.9.2.2.1 Incertitude associée aux erreurs aléatoires

Il est recommandé qu'un accord entre les parties, préalable aux essais, spécifie la valeur maximale admissible de l'incertitude, f_r , pour chaque grandeur soumise à une garantie. En l'absence d'un tel accord, la valeur maximale admissible de l'incertitude aléatoire sur le rendement hydraulique au voisinage de l'optimum devrait être $(f_{\eta h})_r = \pm 0,1 \%$.

La valeur réelle des incertitudes aléatoires doit être estimée lors des essais pour un certain nombre de points de fonctionnement choisis dans un domaine où le modèle fonctionne dans des conditions non perturbées (c'est-à-dire au voisinage du point de rendement maximal). En chacun de ces points, les mesures doivent être répétées un nombre suffisant de fois (disons au moins cinq) pour que la procédure décrite à l'annexe L soit applicable.

Si les incertitudes aléatoires observées en ces points de contrôle sont inférieures aux valeurs préalablement fixées, les prescriptions relatives aux valeurs maximales admissibles des incertitudes aléatoires sont réputées satisfaites dans tout le domaine de fonctionnement garanti, même si une évaluation directe de l'incertitude aléatoire en des points de fonctionnement où les conditions sont perturbées fait apparaître des valeurs supérieures aux valeurs convenues. En effet, dans des conditions de fonctionnement perturbées (par exemple pour une turbine Francis à charge partielle), la dispersion des mesures peut se trouver grandement accrue; ces valeurs plus élevées peuvent cependant être acceptées, car elles sont dues à des particularités propres au modèle et non à l'instrumentation.

Si, pour les points de contrôle, plus de 5 % des résultats sont en dehors de l'étendue convenue, on doit effectuer une analyse précise des conditions de mesure et répéter les mesures, ou bien une nouvelle valeur de la bande d'incertitude liée aux erreurs aléatoires doit être admise.

3.9.2.2.2 Incertitude associée aux erreurs systématiques

La première étape dans l'estimation de cette incertitude consiste à identifier chaque composante susceptible d'influer sur sa valeur. La seconde étape consiste à affecter des limites d'incertitude à chacune de ces composantes. Ceci peut être fait, au moins en partie, par analyse statistique (voir par exemple ISO 5168).

L'erreur systématique sur une mesure est due principalement à l'erreur systématique commise sur l'étalonnage de l'appareil secondaire et aux erreurs sur les propriétés physiques.

The errors due to physical phenomena and influence quantities occurring during the tests (item k) may be neglected if the conditions of measurement (ambient temperature, voltage and frequency of the power supply, flow pattern, etc.) are maintained within a reasonable range during calibration and tests.

Since error in the determination of physical properties (item j) is generally small, the systematic error is largely controlled by the choice of the calibration method, the characteristics of the measuring apparatus, the installation and the operating conditions. For example, the value of the kinetic energy calculated with the mean velocity differs from its true value if the velocity distribution at the measuring section is not uniform (see 3.5.2.4, note 1).

The repeatability of the secondary instrument appears once again during the tests (item l) and results in a random error which may be characterized as stated in 3.9.2.2.1.

3.9.2.2 Estimation of the uncertainty

3.9.2.2.1 Uncertainty associated with random errors

An agreement between the parties prior to the test should specify the maximum permissible value of the uncertainty, f_r , for each quantity subject to guarantee. In the absence of such an agreement, the maximum permissible value of the random uncertainty in the hydraulic efficiency near the optimum should be $(f_{\eta h})_r = \pm 0,1 \%$.

The actual value of the random uncertainties shall be estimated during the test at some operating points in a range in which the model runs in stable conditions (e.g. in the range near the point of maximum efficiency). For each of these points, the measurements shall be repeated a sufficient number of times (e.g. at least five) for applying the procedure described in annex L.

If, in these check points, the observed random uncertainties are lower than the previously agreed values, the maximum permissible levels of the random uncertainty are deemed satisfied in the whole guaranteed operating range, even if the direct evaluation of the random uncertainty in operating points with disturbed conditions gives higher values than the agreed value. In disturbed operating conditions (for instance a Francis turbine operating at partial load), the scatter of the measurements may be greatly increased; these higher values may nevertheless be accepted, for they arise from the model and not from the instrumentation.

If, in the check points, more than 5 % of the results are outside the agreed range, an accurate analysis of the conditions of measurement shall be made and the measurements shall be repeated or a new uncertainty bandwidth value due to the random errors agreed.

3.9.2.2.2 Uncertainty associated with systematic errors

The first step in estimation of this uncertainty is to identify each component which can influence its value. The second step is to allocate uncertainty limits to allow for each of these components. This may be done, in part at least, by statistical analysis (see for example ISO 5168).

The systematic error of a measurement is given mainly by the systematic error due to the calibration of the secondary instrument, and by the errors in physical properties.

Pour évaluer l'incertitude systématique (voir tableau 8 et annexe J), il est utile de considérer les points suivants.

- a) Comme expliqué en 3.9.2.1.2, presque toutes les sources d'erreurs systématiques sont couvertes par l'étalonnage de l'appareil secondaire. Dans la plupart des cas, l'incertitude systématique sur la mesure d'une grandeur peut être prise égale à l'incertitude totale sur l'étalonnage de l'appareil secondaire utilisé pour l'essai, $f_s \equiv f_{tcal}$, mais il faut garder à l'esprit que dans certaines circonstances d'autres sources d'erreurs peuvent devoir être prises en compte.
- b) Selon la méthode de mesure et l'appareillage utilisés, cette incertitude comprend certaines des composantes suivantes:
 - l'incertitude totale f_{t1} propre à la méthode primaire doit être déterminée avant l'étalonnage (voir 3.9.2.1.1);
 - l'incertitude f_d est due à l'erreur aléatoire de l'appareil secondaire lors d'un étalonnage et à la dispersion de plusieurs étalonnages effectués à diverses époques s'il n'apparaît pas de tendance systématique. Par exemple, si le coefficient d'étalonnage utilisé pendant l'essai résulte de la moyenne de n étalonnages caractérisés par un écart-type s_c , cette composante de l'incertitude peut être prise égale à

$$f_d = \pm \frac{ts_c}{\sqrt{n}}$$

où t est le coefficient de Student pour $(n - 1)$ degrés de liberté (voir tableau L.2);

- l'erreur de justesse de l'appareil secondaire et l'incertitude due à l'effet des phénomènes physiques et des grandeurs d'influence sont couvertes par l'étalonnage, et l'incertitude résiduelle sur la correction appliquée peut en général être négligée;
 - les erreurs éventuelles sur les propriétés physiques sont faibles; par exemple, l'incertitude f_p sur la masse volumique de l'eau est inférieure à $\pm 0,05$ %;
 - une incertitude additionnelle peut être due à la méthode de régression employée pour déterminer la courbe d'étalonnage. Bien qu'on puisse évaluer cette incertitude conformément à l'ISO 7066, on peut lui attribuer une valeur conventionnelle de $\pm 0,05$ % par exemple.
- c) L'incertitude systématique f_{s2} sur une mesure faite par la méthode secondaire peut alors être obtenue par combinaison quadratique de ces incertitudes composantes.

Chaque article traitant du mesurage de l'une des grandeurs nécessaires à la détermination des performances hydrauliques du modèle donne des indications sur l'incertitude systématique correspondante.

Ces valeurs sont valables lorsque les mesures sont faites dans des conditions normales, par du personnel expérimenté, avec un appareillage de grande qualité et conformément aux prescriptions de la présente norme; elles peuvent être utilisées comme guide pour fixer les valeurs admissibles de l'incertitude systématique.

Avant les essais, un accord entre les parties doit spécifier la bande d'incertitude systématique pour les différentes grandeurs, y compris le rendement hydraulique. La valeur réelle des incertitudes systématiques, comme celle des incertitudes aléatoires, dépend de nombreux facteurs, dont certains ne peuvent être évalués qu'à la fin de l'essai. Ces facteurs doivent alors être passés en revue et un accord entre les parties concernées doit établir s'il faut ou non modifier pour des raisons techniques les incertitudes prévues.

The following considerations are useful in evaluating the systematic uncertainty (see table 8 and annex J).

- a) As explained in 3.9.2.1.2, almost all the sources of systematic errors are covered by the calibration of the secondary instrument. In most cases, the systematic uncertainty in the measurement of a quantity may be taken as equal to the total uncertainty in the calibration of the secondary instrument used for the test $f_s \equiv f_{tcal}$, but it shall be borne in mind that in some circumstances other sources of error may need to be taken into account.
- b) According to the measuring method and instrument used, systematic uncertainty consists of some of the following components:
 - the total uncertainty f_{t1} proper to the primary method shall be established before the calibration (see 3.9.2.1.1);
 - the uncertainty f_d is due to the random error of the secondary instrument during a calibration and to the scatter of several calibrations carried out at various periods if no systematic trend appears. For instance, if the calibration coefficient used during the test results from the average of n calibrations characterized by a standard deviation s_c , this component uncertainty may be taken as equal to:

$$f_d = \pm \frac{ts_c}{\sqrt{n}}$$

where t is the Student's coefficient for $(n - 1)$ degrees of freedom (see table L.2);

- the bias of the secondary instrument and the uncertainty due to the effect of physical phenomena and influence quantities are covered by the calibration, and the residual uncertainty in the applied correction can generally be omitted;
 - the errors in physical properties, if any, are small; for instance, the uncertainty f_ρ in the water density is lower than $\pm 0,05$ %;
 - an additional uncertainty may arise from the regression process used to determine the calibration curve. Although this uncertainty can be evaluated in accordance with ISO 7066, a conventional value of say $\pm 0,05$ % may be assumed.
- c) The systematic uncertainty f_{s2} in a measurement made by the secondary method may then be obtained by combining these component uncertainties by the root-sum-square method.

Each clause concerning the measurement of one of the quantities necessary to determine the hydraulic performance of the model gives an indication of the relevant systematic uncertainty.

This value applies when the measurements are made in normal conditions by experienced personnel with apparatus of high quality, in accordance with the provisions of this standard, and can be used as a guide to establish the value of systematic uncertainty.

Prior to the test, an agreement between the parties shall specify the systematic uncertainty bandwidth for the different quantities, including the hydraulic efficiency. The actual value of the systematic uncertainties, like those of the random uncertainties, depends on many factors, some of which can only be evaluated after completion of the test. A review of these factors shall be made and agreement established as to whether the expected uncertainties have to be changed on technical grounds or not.

3.9.2.2.3 Incertitude sur une grandeur dérivée

L'incertitude (systématique ou aléatoire) sur une grandeur dérivée est déterminée par combinaison quadratique des incertitudes sur les grandeurs composantes.

Par exemple, l'incertitude systématique sur le rendement hydraulique, $(f_{\eta h})_s$, est calculée à partir des incertitudes systématiques sur le débit $(f_Q)_s$, sur l'énergie hydraulique massique $(f_E)_s$, sur le couple $(f_T)_s$, sur la vitesse de rotation $(f_n)_s$ et sur la masse volumique de l'eau $(f_\rho)_s$ ¹⁾ par la formule suivante:

$$(f_{\eta h})_s = \pm \sqrt{(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_T)_s^2 + (f_n)_s^2 + (f_\rho)_s^2} \quad (\text{voir annexe J})$$

A des fins contractuelles, il est conventionnellement admis de ne pas tenir compte de l'incertitude associée à la formule d'effet d'échelle du rendement hydraulique.

3.9.2.2.4 Incertitude totale

L'incertitude totale (voir tableau 8) sur toute grandeur est donnée par:

$$f_t = \pm \sqrt{f_s^2 + f_r^2}$$

Lorsque l'incertitude aléatoire (évaluée comme il est prescrit en 3.9.2.2.1) est inférieure ou égale à la valeur maximale admissible (généralement $\pm 0,1$ %), elle est supposée conventionnellement égale à cette valeur qui doit alors être utilisée pour calculer l'incertitude totale.

Lorsque, en certains points de fonctionnement, les conditions de mesure sont perturbées et que la dispersion des mesures (voir 3.9.2.2.1) entraîne un accroissement de l'incertitude aléatoire observée, il est raisonnable de tenir compte de la valeur observée au lieu de celle préalablement convenue pour calculer l'incertitude totale.

3.10 Comparaison aux garanties

3.10.1 Généralités

Il est recommandé de comparer les résultats d'essai, calculés conformément à 3.8, avec les garanties à l'aide des méthodes de présentation et d'analyse décrites ci-après, en tenant compte de la bande d'incertitude totale (voir 3.10.2) et des limites contractuelles (voir 3.10.3). Pour simplifier, on ne considérera ci-après que la puissance du prototype, le débit et/ou l'énergie hydraulique massique, le rendement hydraulique et la vitesse et le débit d'emballage stabilisé (voir 1.4.2).

La comparaison aux garanties pour le prototype doit prendre en compte l'influence de la cavitation (voir 3.8.2.4.2 et 3.8.3.2).

Si les garanties sont données pour le modèle, la comparaison est faite directement en utilisant les mêmes méthodes.

Il est recommandé de représenter le rendement hydraulique en fonction du débit (ou de l'énergie hydraulique massique dans le cas des machines non réglables) et non en fonction de la puissance.

¹⁾ On peut généralement négliger l'incertitude systématique $(f_\rho)_s$ sur la masse volumique de l'eau.

3.9.2.2.3 Uncertainty in a derived quantity

The uncertainty (systematic or random) of a derived quantity is determined by combining the uncertainties of the component measurements by the root-sum-square method.

For example, the systematic uncertainty in hydraulic efficiency $(f_{\eta h})_s$ is computed from the individual systematic uncertainties in discharge $(f_Q)_s$, specific hydraulic energy $(f_E)_s$, torque $(f_T)_s$, speed of rotation $(f_n)_s$ and density of water $(f_\rho)_s$ ¹⁾ by:

$$(f_{\eta h})_s = \pm \sqrt{(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_T)_s^2 + (f_n)_s^2 + (f_\rho)_s^2} \quad (\text{see annex J})$$

For contractual purposes it is conventionally accepted to omit the uncertainty associated with the scale-up formula of the hydraulic efficiency.

3.9.2.2.4 Total uncertainty

The total uncertainty (see table 8) in any quantity is given by:

$$f_t = \pm \sqrt{f_s^2 + f_r^2}$$

When the random uncertainty (evaluated as prescribed in 3.9.2.2.1) is lower than or equal to the maximum permissible value (generally $\pm 0,1$ %) it is assumed to be conventionally equal to this value, which shall then be used to calculate the total uncertainty.

When, in some operating points, the conditions of measurement are disturbed and the scatter of the readings (see 3.9.2.2.1) results in an increase of the observed random uncertainty, it is reasonable to take into account the observed value instead of the previously agreed one for calculating the total uncertainty.

3.10 Comparison with guarantees

3.10.1 General

It is recommended that the test results, calculated according to 3.8, are compared with guarantees using the methods of presentation and analysis described below, taking into account the total uncertainty bandwidth (see 3.10.2) and the contractual limits (see 3.10.3). For simplicity's sake, only prototype power, discharge and/or specific hydraulic energy, hydraulic efficiency and steady state runaway speed and discharge are considered hereafter (see 1.4.2).

Comparison with prototype guarantees shall consider the effect of cavitation (see 3.8.2.4.2 and 3.8.3.2).

Comparison with guarantees given on the model is made directly using the same procedures.

It is recommended that hydraulic efficiency is presented versus discharge (or specific hydraulic energy, in case of non-regulated machines) and not versus power.

¹⁾ The systematic uncertainty $(f_\rho)_s$ in density of water may generally be neglected.

3.10.2 Courbe d'interpolation et bande d'incertitude totale

Pour tracer la courbe d'interpolation des résultats, on peut utiliser plusieurs méthodes et critères, depuis les méthodes manuelles jusqu'aux plus sophistiquées (une des méthodes possibles est décrite brièvement à l'annexe H). Le procédé d'interpolation retenu doit être clairement défini et accepté par les différentes parties.

En tenant compte des incertitudes totales calculées conformément à 3.9.2, chaque point de mesure peut être représenté sur un diagramme par une ellipse. Les demi-axes de cette ellipse représentent l'incertitude totale, au niveau de confiance de 95 %, sur les deux grandeurs choisies comme coordonnées du diagramme. Tout point à l'intérieur de cette ellipse est également valable.

Une bande d'incertitude déterminée par les enveloppes supérieure et inférieure de ces ellipses est surimposée à la courbe tracée à travers les points de mesure (courbe d'interpolation). Tous les points à l'intérieur de cette bande sont également valables et cet intervalle constitue donc la bande de résultats qui doit être acceptée pour comparaison aux garanties.

Il n'est nécessaire d'utiliser les ellipses d'incertitude que lorsqu'on examine les points garantis ou lorsque le résultat de la comparaison ne paraît pas évident (voir figure 83, détails X et Y). Dans la plupart des cas, on peut simplifier la procédure et déterminer la bande d'incertitude totale en réduisant les ellipses à leur axe principal, par exemple lorsque l'erreur sur la grandeur portée en abscisse peut être négligée (voir figure 86) ou lorsque la courbe de mesure au voisinage des points garantis est presque horizontale ou ne présente qu'une faible pente.

Si les garanties sont données pour des points, il est recommandé de choisir les points de mesure aussi près que possible des points garantis: les figures 81 et 82 montrent deux exemples concernant le rendement hydraulique dans le cas respectivement de turbines à simple et à double réglage.

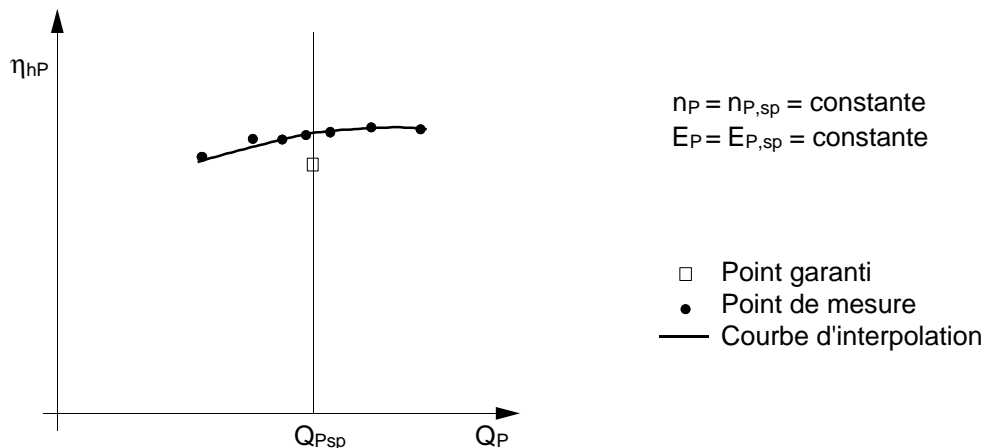


Figure 81 – Machine à simple réglage

3.10.2 Interpolation curve and total uncertainty bandwidth

Different methods and criteria can be used to draw the interpolation curve ranging from the manual to the more sophisticated ones (one of the possible methods of drawing is briefly described in annex H). The final choice of the interpolation method shall be clearly defined and agreed between the parties.

Taking into account the total uncertainties calculated per 3.9.2, each measured point can be represented on a diagram by an ellipse. The semi-axes of this ellipse represent the total uncertainty, at a confidence level of 95 %, in the two quantities chosen as co-ordinates of the diagram. Any point within this ellipse is equally valid.

An uncertainty band corresponding to the upper and lower envelopes of these ellipses is superimposed on the curve drawn through the test points (interpolation curve). All the points within this band are equally valid and hence this band constitutes an acceptable bandwidth for the comparison with the guarantees.

The ellipses need only be used when evaluating the guaranteed points or whenever the result of the comparison is not sufficiently clear (see figure 83, details X and Y). In most other cases, it is possible to simplify the procedure and to determine the total uncertainty bandwidth by reducing the ellipses to their principal axis when for example the error on the abscissa can be neglected (see figure 86), or the measured curve across the guaranteed point is almost horizontal, or has only a small gradient.

If the guarantees are given by points, it is recommended that the measured points be selected as near as possible to the guaranteed points: figures 81 and 82 show two examples concerning the hydraulic efficiency of a single and a double-regulated turbine, respectively.

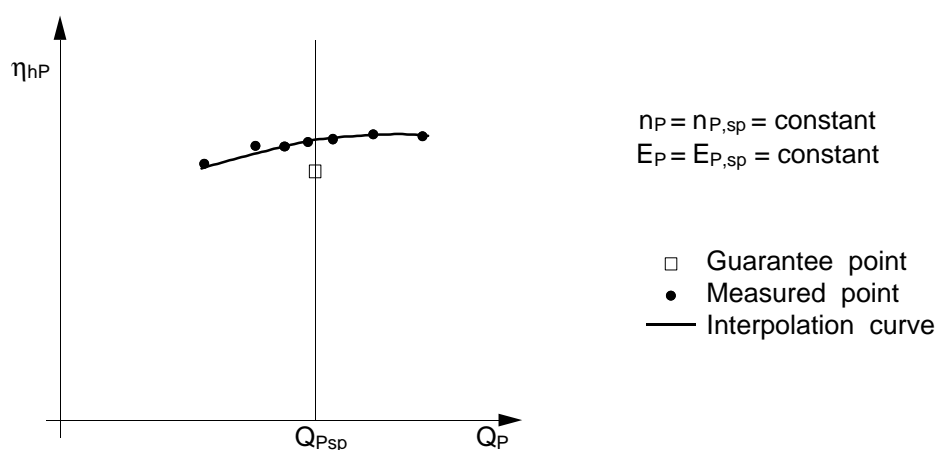


Figure 81 – Single-regulated machine

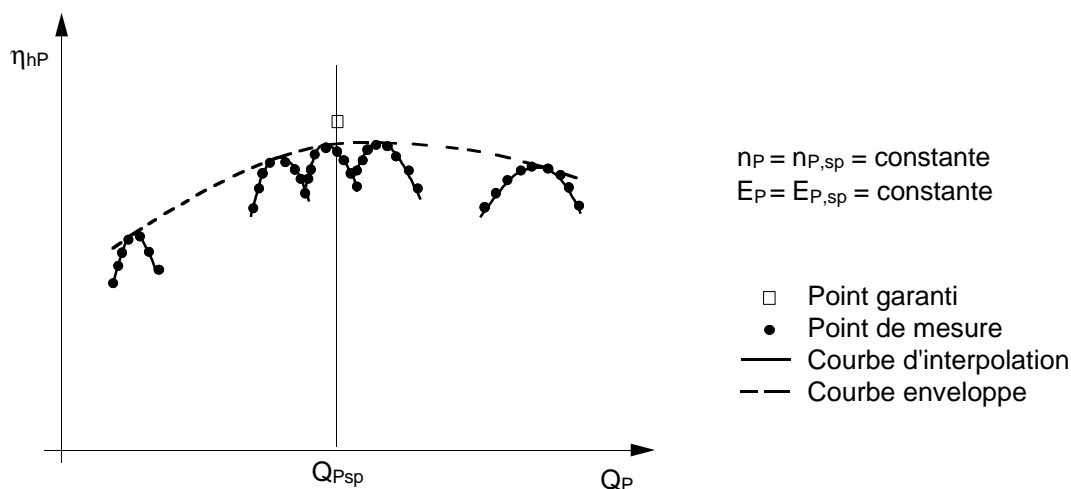


Figure 82 – Machine à double réglage

3.10.3 Puissance, débit et/ou énergie hydraulique massique et rendement dans le domaine garanti

Les types suivants de machines sont traités dans les paragraphes ci-après:

- turbine réglable;
- turbine non réglable;
- pompe réglable ou non.

3.10.3.1 Turbine réglable

Lorsque la garantie de rendement hydraulique est donnée pour une ou plusieurs valeurs spécifiées de la puissance ou du débit, elle est remplie si, à la vitesse de rotation et pour l'énergie hydraulique massique spécifiées, les valeurs garanties se trouvent au-dessous de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale aux puissances ou débits spécifiés.

Lorsque la garantie de rendement hydraulique est donnée sous forme d'un rendement moyen pondéré ou arithmétique, elle est remplie si, à la vitesse de rotation et pour l'énergie hydraulique massique spécifiées, le rendement moyen garanti est inférieur au rendement moyen calculé à partir de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale pour les mêmes valeurs spécifiées du débit (ou de la puissance).

Lorsque les garanties sont données pour différentes valeurs spécifiées E_{Psp} de l'énergie hydraulique massique, un diagramme analogue à celui de la figure 83 doit être tracé pour chacune de ces valeurs.

Pour les turbines à double réglage, ce sont les courbes enveloppes qui doivent servir pour la comparaison aux garanties.

La figure 83 montre un exemple de comparaison aux garanties données pour quatre points de fonctionnement sous une énergie hydraulique massique du prototype E_P spécifiée, dans le cas d'une turbine à simple réglage. Elle fait apparaître que:

- a) la garantie de rendement hydraulique n'est pas remplie au point D (voir détail X);
- b) la garantie de puissance mécanique à la roue n'est pas remplie, car la puissance garantie n'est pas atteinte, même en considérant la limite supérieure de la bande d'incertitude (voir détail Y).

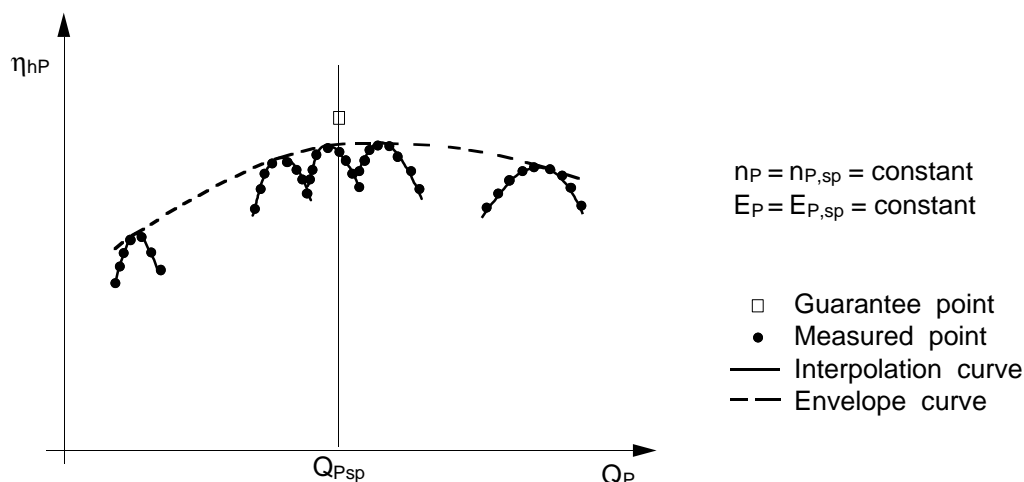


Figure 82 – Double-regulated machine

3.10.3 Power, discharge and/or specific hydraulic energy and efficiency in the guarantee range

The following classes of machines will be dealt with:

- regulated turbine;
- non-regulated turbine;
- non-regulated or regulated pump.

3.10.3.1 Regulated turbine

If the hydraulic efficiency guarantee is given at one or more specified powers or discharges, it is met if, at the specified speed and specified specific hydraulic energy, the guaranteed single values lie below the upper limit of the total uncertainty bandwidth at the specified powers or discharges.

If the hydraulic efficiency guarantee is given as a weighted or arithmetic average efficiency, it is met if, at the specified speed and specified specific hydraulic energy, the guaranteed average efficiency is less than the average efficiency calculated at the same specified discharges (or power) using the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

In case of guarantees given at different $E_{P,sp}$, a diagram similar to figure 83 shall be drawn for each specified specific hydraulic energy.

For double-regulated turbines, the curves to be compared with the guarantees are drawn as envelope curves.

Figure 83 gives an example of comparison with guarantees given at four operating points, at a specified E_P , in the case of a single-regulated turbine. It shows that:

- a) the hydraulic efficiency guarantee is not met at D (see detail X);
- b) the mechanical runner power guarantee is not met because the guaranteed power is not reached even if the upper limit of the uncertainty bandwidth is taken into account (see detail Y).

On trace la courbe $\alpha(Q_P)$ afin de déterminer:

- l'ouverture maximale α_{\max} pour les essais d'emballement (voir figure 86);
- s'il existe une marge de sécurité suffisante entre la puissance garantie et la saturation de puissance mécanique à la roue.

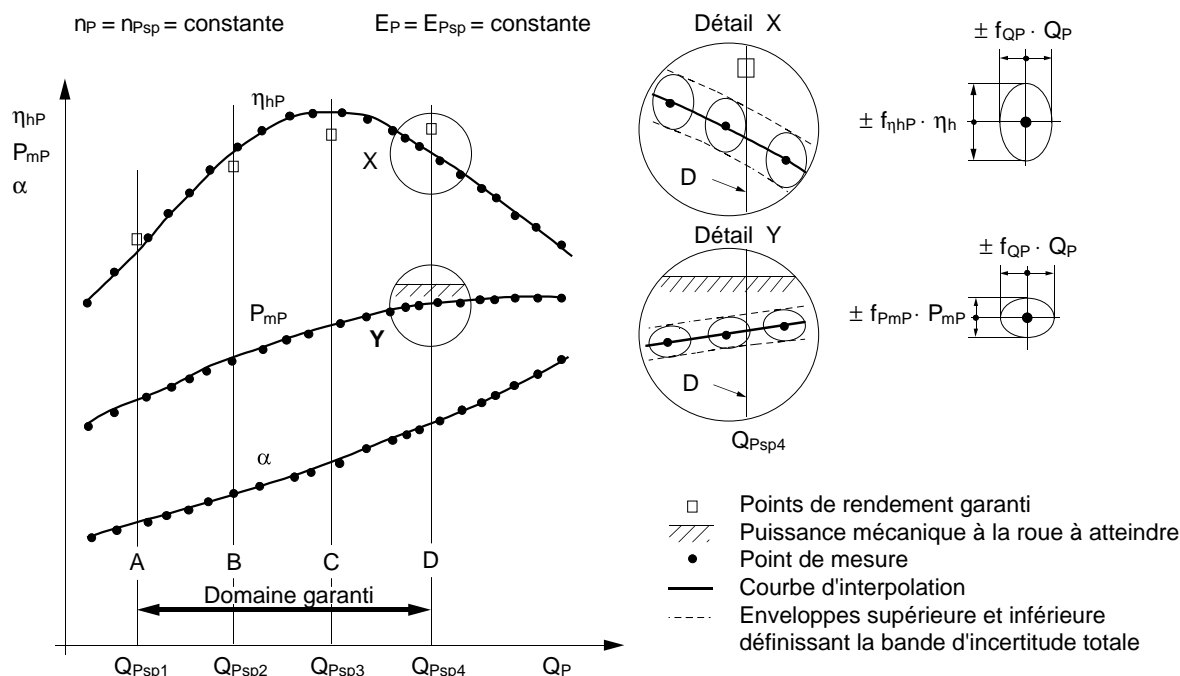


Figure 83 – Turbine à simple réglage. Comparaison entre garanties et résultats de mesure

3.10.3.2 Turbine non réglable

Lorsque la garantie de rendement hydraulique est donnée pour une ou plusieurs valeurs spécifiées de l'énergie hydraulique massique, elle est remplie si, à la vitesse de rotation spécifiée, les valeurs garanties se trouvent au-dessous de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale.

Lorsque la garantie de rendement hydraulique est donnée sous forme d'un rendement moyen pondéré ou arithmétique, elle est remplie si, à la vitesse de rotation spécifiée, le rendement moyen garanti est inférieur au rendement moyen calculé à partir de la limite supérieure de la bande d'incertitude totale pour les mêmes valeurs spécifiées de l'énergie hydraulique massique.

La limite de puissance mécanique à la roue est habituellement définie, sauf accord contraire, par une limite inférieure kP_{mPsp} et une limite supérieure $(k + 0,03) P_{mPsp}$, k étant un facteur convenu par accord mutuel et compris entre 0,97 et 1,0. Habituellement, la valeur de k est 0,985. Le choix de la valeur de k doit être compatible avec la limite garantie de P_{mP} .

La figure 84 montre un exemple de comparaison aux garanties données pour trois points de fonctionnement et aux valeurs limites:

- la garantie de rendement hydraulique est remplie aux points A, B, et C;
- la limite de débit¹⁾ à atteindre au point A est respectée;
- la limite de puissance à ne pas dépasser au point C est respectée (voir détail X), car on a choisi $k = 0,970$ et la limite inférieure de la bande d'incertitude totale est inférieure à la limite supérieure garantie $P_{mP} = (0,970 + 0,030) P_{mPsp}$.

¹⁾ Le débit garanti du prototype doit normalement être rapporté à la pression ambiante. Bien que le symbole du débit du prototype devrait être Q_{1P} (voir 1.3.3.4.5), on utilise habituellement le symbole Q_P .

The curve $\alpha(Q_P)$ is drawn to determine:

- the maximum opening α_{\max} for the runaway test (see figure 86);
- if a sufficient safety margin exists between the guaranteed power and the mechanical runner/impeller power saturation.

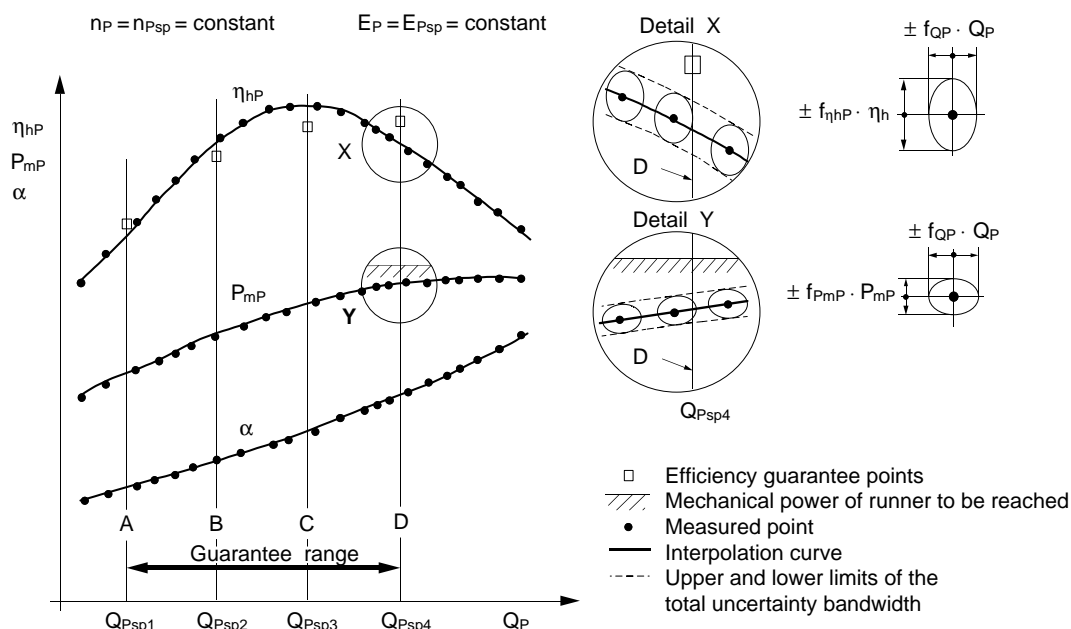


Figure 83 – Single-regulated turbine. Comparison between guarantees and measurements

3.10.3.2 Non-regulated turbine

If the hydraulic efficiency guarantee is given at one or more specific hydraulic energy, it is met if, at the specified speed, the guaranteed single values lie below the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

If the hydraulic efficiency guarantee is given as weighted or arithmetic average efficiency, it is met if, at the specified speed, the guaranteed average efficiency is less than the average efficiency calculated at the same specific hydraulic energies using the upper limit of the total uncertainty bandwidth.

The mechanical runner power limit is usually defined, if not otherwise agreed, by a lower limit kP_{mPsp} and a higher limit $(k + 0,03) P_{mPsp}$, k being a mutually agreed value lying somewhere between 0,97 and 1,0. Normally, the value of k is 0,985. The choice of k shall be compatible with the guaranteed limit of P_{mP} .

Figure 84 gives an example of comparison with guarantees given at three operating points and with limit values:

- the hydraulic efficiency guarantees are met in points A, B and C;
- the discharge limit¹⁾ to be exceeded in point A is satisfied;
- the power limit not to be exceeded in point C is satisfied (see detail X), because it has been chosen $k = 0,970$ and the lower limit of the total uncertainty bandwidth is lower than the guaranteed higher limit $P_{mP} = (0,970 + 0,030) P_{mPsp}$.

¹⁾ The prototype guaranteed discharge should be referred to the ambient pressure. Although the symbol of the prototype discharge should be Q_{1P} (see 1.3.3.4.5), the symbol Q_P is normally used.

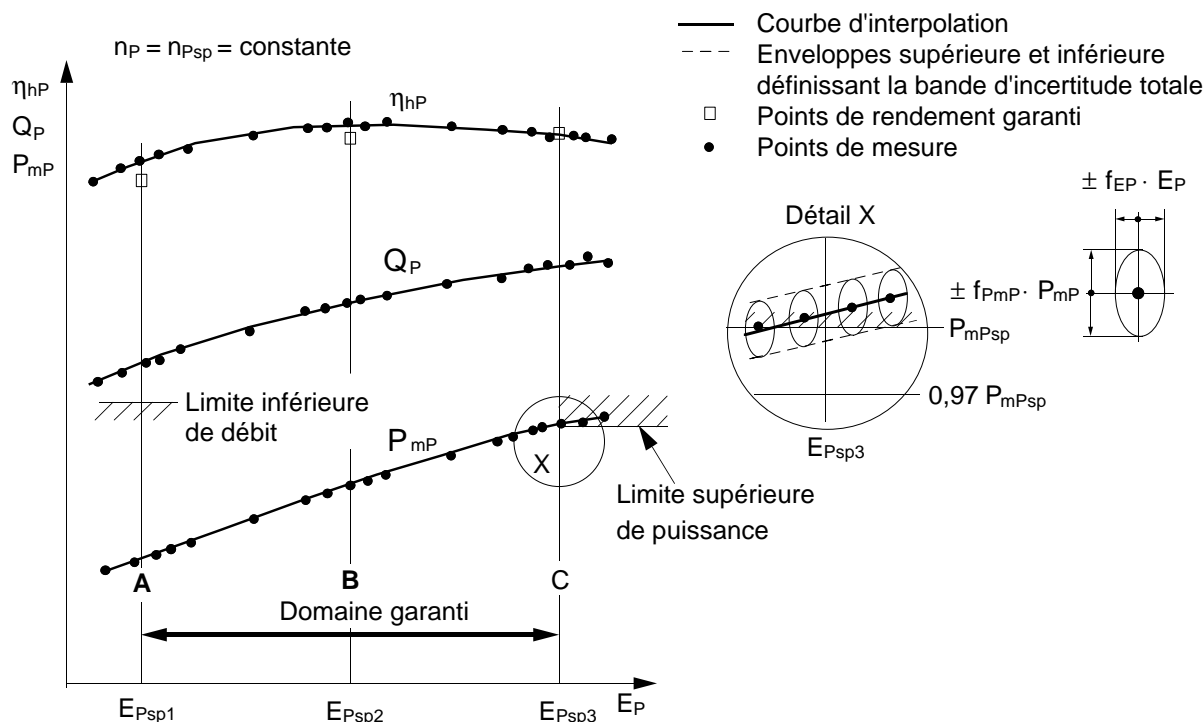


Figure 84 – Turbine non réglable. Comparaison entre garanties et résultats de mesure

3.10.3.3 Pompe réglable ou non

La limite de débit est habituellement définie, sauf accord contraire, par une limite inférieure kQ_{Psp} et une limite supérieure $(k + 0,03) Q_{Psp}$, k étant un facteur convenu par accord mutuel et compris entre 0,97 et 1,0. Habituellement, la valeur de k est 0,985.

La garantie de débit est remplie si, sous l'énergie hydraulique massique spécifiée, il y a intersection ou contact entre la bande définie par les limites de débit et la bande d'incertitude totale définie par l'enveloppe des ellipses d'incertitude (voir figure 85).

Pour contrôler la garantie de rendement hydraulique, la valeur à comparer à la valeur garantie est la limite supérieure de la bande d'incertitude totale sur le rendement au point de fonctionnement défini par l'intersection de la courbe d'interpolation tracée à travers les points de mesure avec la courbe résistante $E_p = f(Q_p)$ de l'installation (voir pour exemple point A' de la figure 85).

Si on fait fonctionner une pompe réglable à différentes ouvertures, les considérations ci-dessus s'appliquent aux courbes enveloppes concernées.

La figure 85 montre un exemple de comparaison aux garanties données pour trois points de fonctionnement dans le cas d'une pompe non réglable:

- les garanties de rendement hydraulique sont remplies aux points A' et B', mais non au point C';
- la limite de débit n'est pas respectée au point A';
- la limite de puissance à ne pas dépasser au point C' est respectée.

Pour les pompes à vitesse variable, on doit tenir compte de la modification des caractéristiques $E(Q)$ et $E(P)$ en fonction de la vitesse.

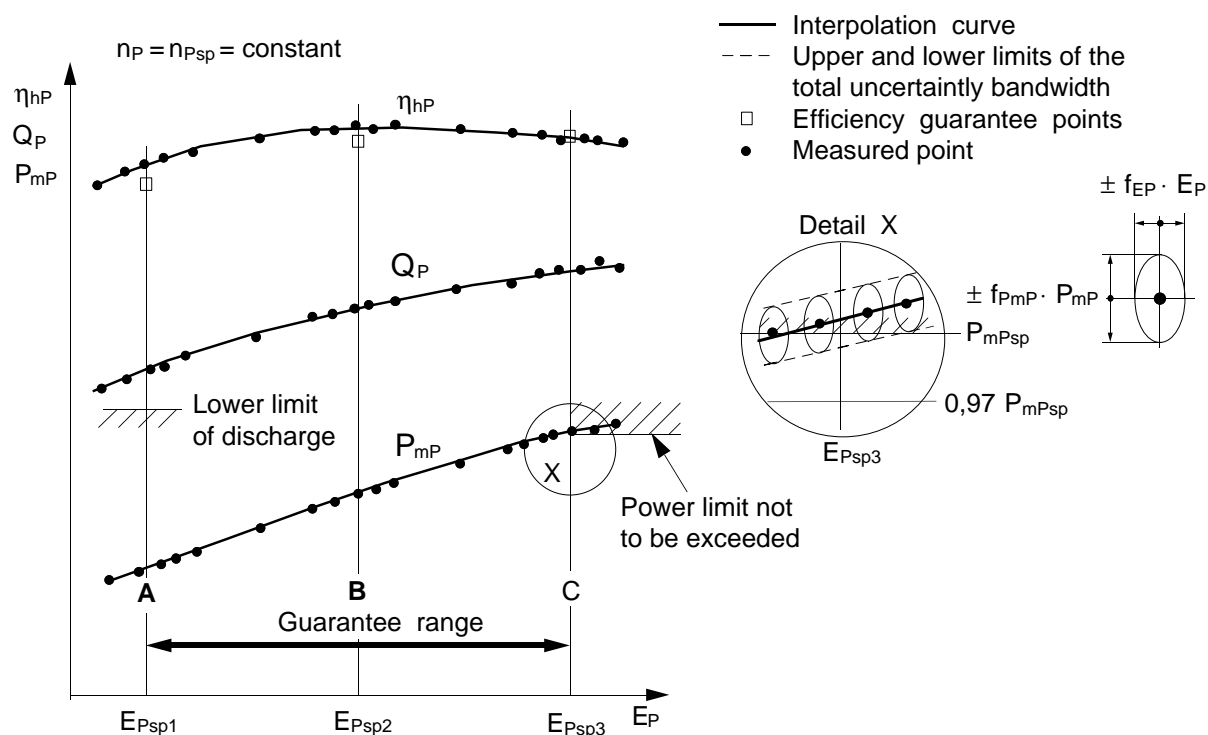


Figure 84 – Non-regulated turbine. Comparison between guarantees and measurements

3.10.3.3 Non-regulated/regulated pump

The discharge limit is usually defined, if not otherwise agreed, at one or more points by a lower limit kQ_{Psp} and a higher limit $(k + 0,03) Q_{Psp}$, k being a mutually agreed value lying somewhere between 0,97 and 1,0. Normally, the value of k is 0,985.

The discharge guarantee is met if, at the specified specific hydraulic energy, there is intersection or contact between the band defined by the discharge limits and the total uncertainty bandwidth defined by the envelope of the uncertainty ellipses of the measured points defining the discharge characteristic (see figure 85).

For checking the hydraulic efficiency guarantee, the value to be compared with the guaranteed value is the upper limit of the total uncertainty bandwidth on efficiency at the operating point defined by the intersection of the interpolation curve drawn through the measured points with the characteristic curve $E_P = f(Q_P)$ (see for example point A' of figure 85).

If a regulated pump is operated at different openings, the above considerations apply to the relevant envelope curves.

Figure 85 gives an example of comparison with guarantees given for three operating conditions for a non-regulated pump:

- the hydraulic efficiency guarantees are met at points A' and B', but not at point C';
- the minimum discharge limit is not met at point A';
- the power limit not to be exceeded at point C' is satisfied.

For variable speed pumps, the change of the $E(Q)$ and $E(P)$ characteristics in function of speed has to be taken into account.

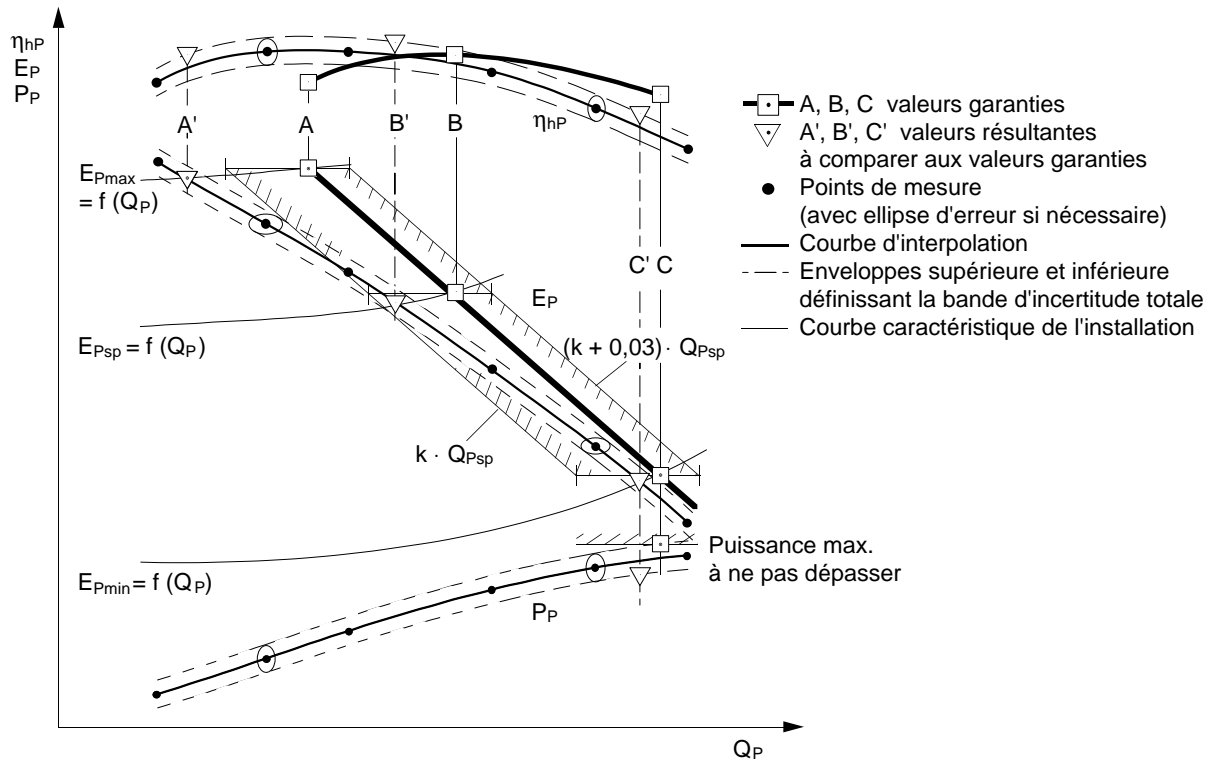


Figure 85 – Pompe non réglable. Comparaison entre garanties et résultats de mesure

3.10.3.4 Pertes mécaniques du prototype

Si la puissance du prototype P_P est garantie, on doit tenir compte de ses pertes mécaniques (voir 1.4.2.1.1).

Si le rendement du prototype η_P est garanti, on doit appliquer la formule suivante:

$$\eta_P = \eta_{hP} \cdot \eta_{mP} \quad (\text{voir 1.3.3.9.3})$$

3.10.3.5 Pénalités et primes

Il est recommandé de stipuler en détail dans le contrat la méthode de calcul des pénalités et/ou des primes à partir des résultats d'essai.

Pour déterminer la pénalité sur le rendement, la garantie doit être comparée à la limite supérieure de la bande d'incertitude totale.

Pour déterminer la prime sur le rendement, la garantie doit être comparée à la limite inférieure de la bande d'incertitude totale.

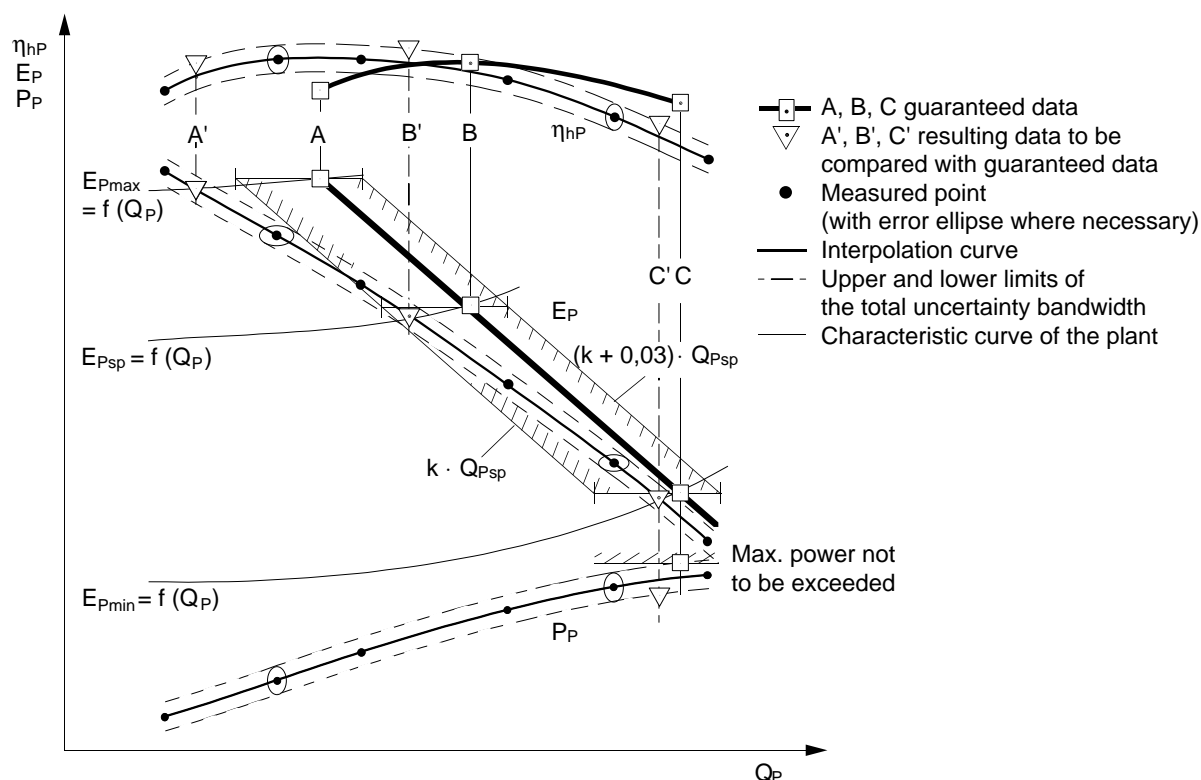


Figure 85 – Non-regulated pump. Comparison between guarantees and measurements

3.10.3.4 Prototype mechanical losses

If the prototype power P_P is guaranteed, the prototype mechanical losses shall be taken into account (see 1.4.2.1.1).

If the prototype efficiency η_P is guaranteed, the following formula applies:

$$\eta_P = \eta_{hP} \cdot \eta_{mP} \quad (\text{see 1.3.3.9.3})$$

3.10.3.5 Penalty and premium

It is recommended that the contract should state in detail the method of calculating penalties and/or premium from the test results.

To determine the penalty on efficiency, the guarantee shall be compared with the upper limit curve of the total uncertainty band.

To determine the premium on efficiency, the guarantee shall be compared with the lower limit curve of the total uncertainty band.

3.10.4 Vitesse et débit d'emballement

Le tracé des courbes d'emballement et l'influence de la cavitation sont traités en 3.8 pour différents types de machines.

L'exemple de la figure 86 se rapporte à une turbine Francis: il fait apparaître la courbe de la vitesse d'emballement stabilisé du prototype, calculée à partir des facteurs de vitesse mesurés sur le modèle, en fonction de l'ouverture du distributeur.

Dans cet exemple, la garantie de vitesse et de débit maximaux d'emballement stabilisé est remplie, comme le montrent les détails X et Y: aux ouvertures inférieures à α_{\max} , la limite inférieure de la bande d'incertitude est inférieure à la valeur à ne pas dépasser.

Dans le cas d'une machine à double réglage, il faut vérifier la garantie dans les conditions d'emballement les plus sévères, selon l'ouverture du distributeur et l'inclinaison des pales de roue, pouvant survenir dans les domaines garantis d'énergie hydraulique massique et de nombre de Thoma.

Pour une machine non réglable, il n'y a qu'un point de mesure à comparer à la valeur garantie.

Sauf accord contraire, on tiendra compte des pertes mécaniques et des pertes par ventilation du moteur/générateur et des pertes mécaniques de la machine hydraulique (voir annexe G).

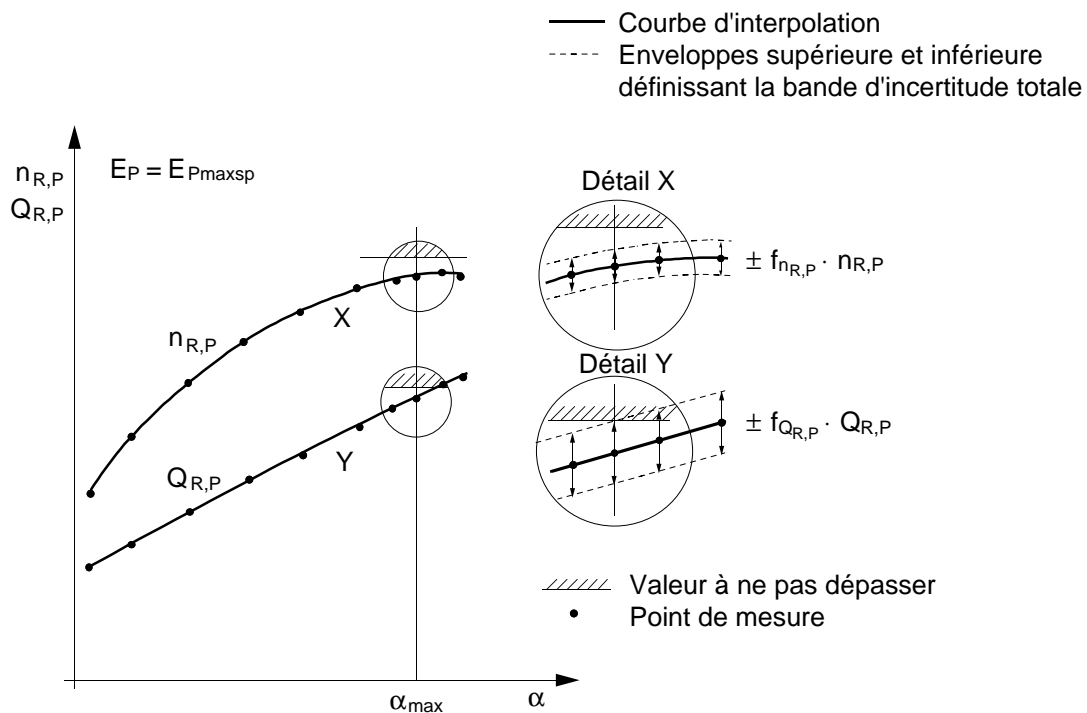


Figure 86 – Turbine Francis. Courbes de vitesse et de débit d'emballement. Comparaison entre garanties et résultats de mesure

3.10.5 Garanties de cavitation

Les paragraphes 2.3 et 3.8 traitent de l'influence de la cavitation sur le fonctionnement de la machine; on y donne quelques recommandations concernant la comparaison des garanties données pour le prototype avec les caractéristiques de fonctionnement déduites des essais du modèle.

3.10.4 Runaway speed and discharge

The shape of runaway curves and the influence of cavitation for different types of machines are covered in 3.8.

The example of figure 86 refers to a Francis turbine. It shows the prototype steady-state runaway speed curve, calculated from the measured model speed factors, against guide vane opening.

In this example, the guarantees of maximum steady-state runaway speed and discharge are met as shown in details X and Y: at openings less than α_{\max} the lower limit of the uncertainty bandwidth is lower than the value not to be exceeded.

For a double-regulated machine, the guarantee shall be verified under the worst runaway condition which can occur in the guarantee ranges of the Thoma number and specific hydraulic energy, depending on guide vane opening and runner blade angle.

For a non-regulated machine, there is only one measured point to be compared with the guaranteed value.

Unless otherwise agreed, the mechanical and windage losses of the motor/generator and the mechanical losses of the hydraulic machine (see annex G) are taken into account.

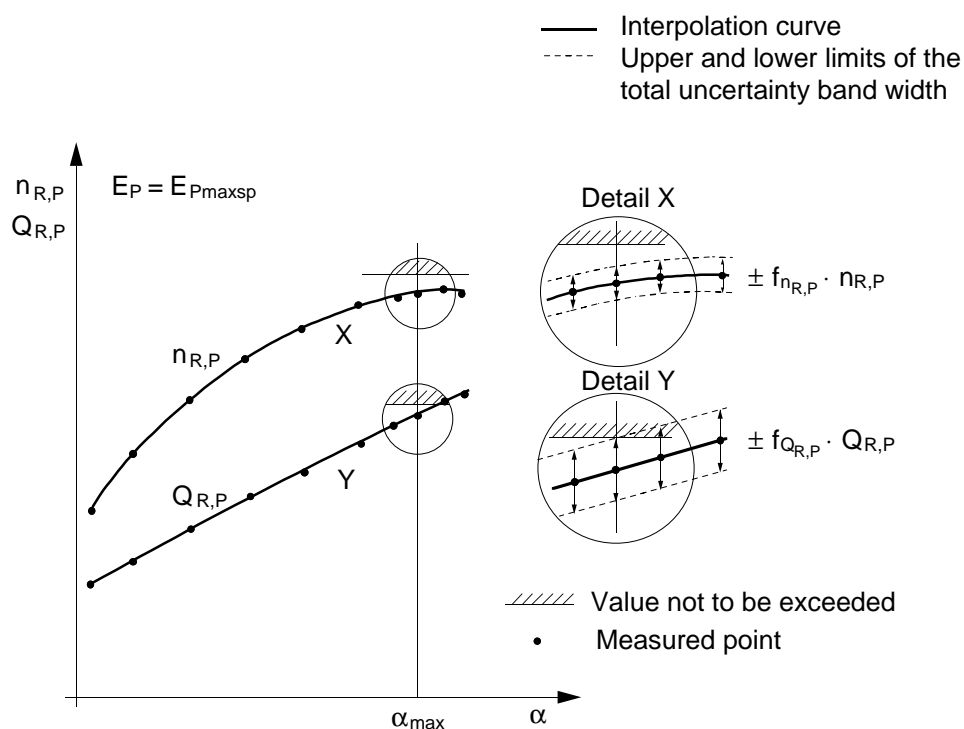


Figure 86 – Francis turbine. Runaway speed and discharge curves.
Comparison between guarantees and measurements

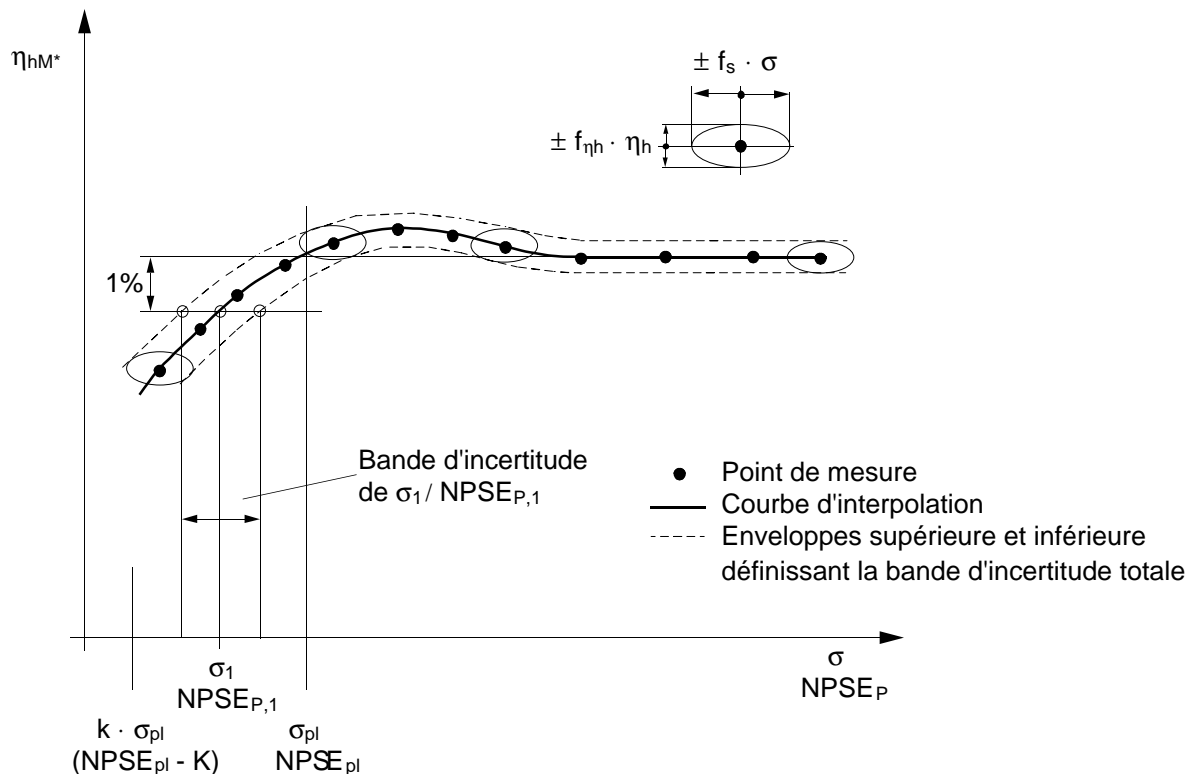
3.10.5 Cavitation guarantees

The influence of the cavitation on the performance of the machine is dealt with in 2.3 and 3.8, and some recommendations are given for comparison of prototype guarantees with performance data resulting from model tests.

Lorsqu'on détermine le nombre de Thoma σ_0 , qui est la plus faible valeur de σ pour laquelle le rendement reste inchangé, on doit tenir compte de la bande d'incertitude sur le rendement hors cavitation.

La figure 87 montre une courbe d'essai $\eta_{hM}(\sigma)$. Si la garantie prescrit $\sigma_1 \leq k \sigma_{pl}$, elle n'est pas remplie dans le cas de la figure, car le nombre de Thoma σ_1 pour lequel on observe une chute de rendement de 1 % est supérieur au nombre de Thoma d'installation σ_{pl} réduit par un coefficient de sécurité k mutuellement convenu, même en tenant compte de la bande d'incertitude totale.

Les garanties de cavitation pour le prototype peuvent aussi être données sous la forme $NPSE_{P1} \leq (NPSE_{pl} - K)$, où K est une marge de sécurité mutuellement convenue.



When determining the Thoma number σ_0 , which is the lowest value of σ for which efficiency remains unchanged, the uncertainty bandwidth of the non-cavitating efficiency shall be taken into account.

Figure 87 shows a test curve $\eta_{hM}(\sigma)$. If the guarantee prescribes $\sigma_1 \leq k \sigma_{pl}$, the guarantee in this case is not fulfilled, since the Thoma number σ_1 for which a drop of 1 % in efficiency is observed is higher than the plant Thoma number σ_{pl} reduced by a mutually agreed safety coefficient k , even if the total uncertainty bandwidth is taken into account.

In the prototype, the cavitation guarantees may also be given in term of $NPSE_{P1} \leq (NPSE_{pl} - K)$, K being a mutually agreed safety margin.

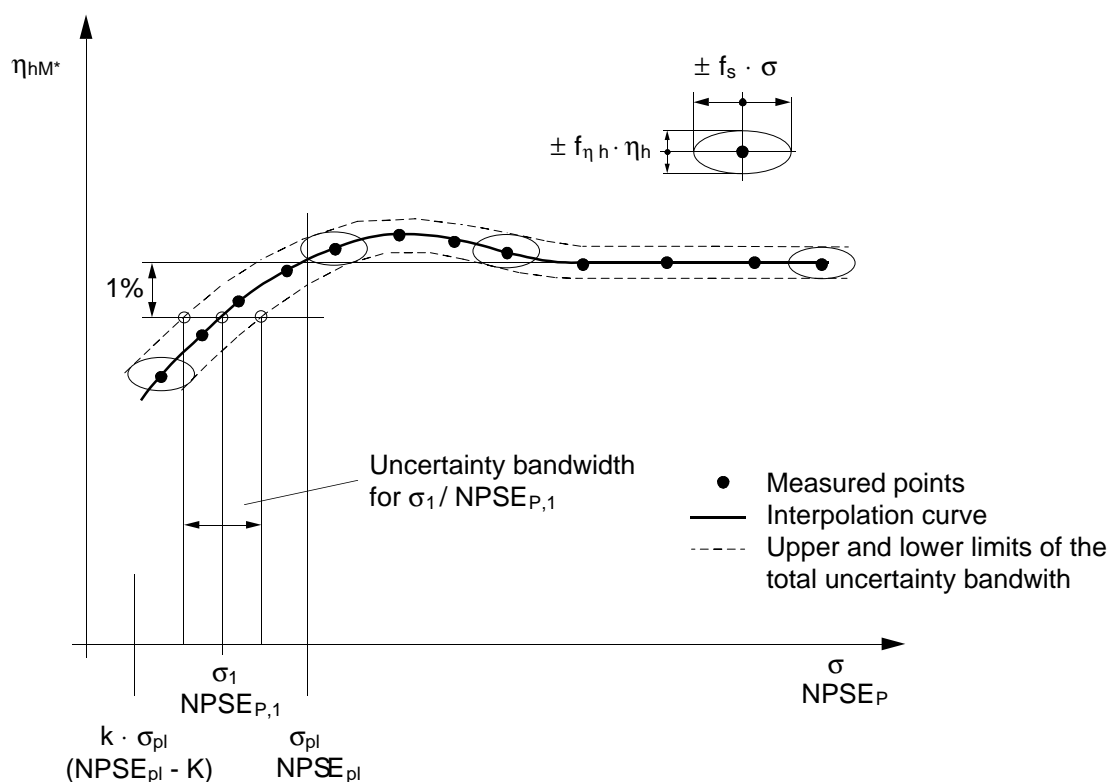


Figure 87 – Model turbine. Cavitation curve and comparison with the guarantee on the influence of the cavitation on the efficiency

4 Données complémentaires de fonctionnement – Méthodes de mesurage et résultats

4.1 Introduction au mesurage des données complémentaires

4.1.1 Généralités

Ce que l'on appelle « données complémentaires » (couple, forces, fluctuations de pression, etc.), telles qu'elles sont définies en 1.4.4, a pour but de fournir des informations pour la conception et sur le fonctionnement de la machine hydraulique placée dans un aménagement hydroélectrique donné. Pour cela, des types complémentaires de mesures sont nécessaires, et ces mesures peuvent être prescrites.

Il n'est ni possible, ni souhaitable de fixer pour le mesurage des données complémentaires des prescriptions aussi strictes que celles qui sont imposées pour les performances hydrauliques principales. Leurs méthodes de mesurage et d'évaluation des résultats sont encore en rapide développement.

Les informations données dans cet article ne doivent donc être considérées que comme des recommandations ou des conseils à l'utilisateur, afin que les mesurages soient effectués avec la précision requise et dans des conditions comparables.

Chaque point de fonctionnement d'une machine hydraulique est caractérisé par un certain nombre de grandeurs mécaniques et hydrauliques (habituellement de nature fluctuante) qui existent aussi bien en fonctionnement permanent qu'en régime transitoire. Le modèle est toujours exploité en régime de fonctionnement stationnaire. Il n'est généralement pas possible de reproduire sur le modèle les enchaînements de régimes transitoires propres au prototype; on peut seulement déduire les données caractérisant ces fonctionnements à partir d'une série de régimes permanents.

Le paragraphe 4.2 présente des prescriptions pour l'acquisition et le traitement des données qui viennent en complément de celles données au paragraphe 3.1.

Souvent, il n'est pas nécessaire de mesurer sur le modèle certaines grandeurs complémentaires si la valeur de ces grandeurs peut être estimée avec une précision suffisante à partir de données provenant de machines hydrauliques similaires (par exemple pour le couple sur les pales ou sur les directrices, pour la poussée radiale, etc.). Les mesurages de données complémentaires doivent être définis dans le programme technique (voir 2.3.3.3.2).

La machine hydraulique doit être considérée comme un élément de l'ensemble de l'aménagement hydroélectrique. Dans cette optique, on doit étudier les fonctionnements instables dus à l'excitation des fréquences propres du circuit hydraulique. Les essais sur modèle permettent d'identifier les fréquences et les modes d'excitation possibles de la machine en différents points de fonctionnement. Les paragraphes 4.3 et 4.4 sont consacrés à ces méthodes d'identification.

Pour que le prototype puisse être conçu mécaniquement de façon sûre, les essais sur modèle permettent, si on applique les lois de transposition appropriées, d'évaluer les efforts hydrauliques qui s'exercent sur certains composants de la machine prototype. Les paragraphes 4.5 et 4.6 décrivent les méthodes et les conditions d'essai pour déterminer ces efforts hydrauliques, dans leurs composantes moyenne et fluctuante.

Un démarrage, un déclenchement et/ou tout changement du mode de fonctionnement entraînent un régime transitoire de la machine en dehors de son domaine normal de fonctionnement. On doit donc, dans certains cas, explorer ce domaine de fonctionnement élargi quant aux grandeurs hydrauliques et mécaniques pertinentes. Le paragraphe 4.7 traite du mesurage des caractéristiques hydrauliques dans un tel domaine (pour une pompe-turbine, on parle de fonctionnement dans les quatre quadrants).

4 Additional performance data – Methods of measurement and results

4.1 Introduction to additional data measurement

4.1.1 General

The so called "additional data" (torque, forces, pressure fluctuations etc.) defined in subclause 1.4.4 provide information for the design and operation of the hydraulic machine within the hydroelectric power plant. Therefore, additional types of measurements are needed, which can be specified.

It is currently neither possible nor desirable to prescribe requirements for measurements of "additional data" as rigorously as prescribed for the main hydraulic performance. The measurement methods and evaluation techniques for "additional data" are rapidly evolving.

Information stated in this clause shall thus be taken as recommendation or guidance to the user in order to carry out measurements with the needed accuracy and under comparable conditions.

Each operating point of a hydraulic machine is characterized by a variety of mechanical and hydraulic quantities (usually of oscillating nature) which occur during both steady state and transient operations. The model is always operated in steady state conditions. In general, it is not possible to simulate on the model the prototype transient operating sequences, the data for which can only be derived from a series of steady-state operations.

Subclause 4.2 describes requirements for data acquisition and processing in addition to those prescribed in subclause 3.1.

It is often unnecessary to measure some of the additional data on the model if these values can be predicted with sufficient accuracy based on data from similar hydraulic machines (e.g. blade and guide vane torque, radial thrust etc.). The measurements of additional data shall be defined by the technical program, (see 2.3.3.3.2).

The hydraulic machine has to be considered as a component of the whole hydro-electric installation. In this connection it is advisable to investigate unstable operation due to excitation of natural frequencies of the hydraulic circuit. Model tests can be used to identify possible excitation frequencies and mode shapes of the machine at various operating points. Subclauses 4.3 and 4.4 are devoted to these procedures of identification.

For a "safe" mechanical design of the prototype, hydraulic loads acting on various components of the prototype machine can be derived from model test data scaled up using appropriate transposition laws. Subclauses 4.5 and 4.6 describe the methods and the test conditions for deriving such hydraulic loads with their mean and dynamic components.

Start up, shut down and/or any change of operation modes will lead to transient operation of the machine far from the "normal" operating range. Therefore, in certain cases it is required to explore this extended operating range with respect to the relevant hydraulic and mechanical quantities. Subclause 4.7 deals with measurements of the hydraulic characteristics in the extended operating range (the so-called 4-quadrants range for a pump-turbine).

Enfin, le paragraphe 4.8 décrit comment étudier lors des essais sur modèle la faisabilité d'essais indiciels sur le prototype.

4.1.2 Conditions d'essai et mode opératoire

En général, les mesurages complémentaires sont faits sur la même machine modèle, dans la même installation d'essais et en utilisant la même instrumentation que pour les essais de performances hydrauliques principales conformes aux articles 1 à 3 de la présente norme. Il faut vérifier alors si on peut garder les mêmes conditions d'essai que pour les essais de performances hydrauliques principales ou si on doit les adapter. Il faut de toute façon minimiser tout effet perturbateur dû à des vibrations, résonances, déformations mécaniques, accroissements des fuites, etc. ou à des défauts de l'appareillage de mesure complémentaire. Les paragraphes pertinents de l'article 4 définissent, le cas échéant, dans quelle mesure on peut admettre de s'écarter des prescriptions des articles 2 et 3.

La CEI 60994 donne des spécifications pour l'instrumentation et le mesurage des grandeurs fluctuantes. De plus, des spécifications particulières sont données dans chacun des paragraphes correspondants de cet article 4. Des recommandations supplémentaires pour réaliser ces mesures de données complémentaires peuvent être trouvées dans des normes CEI ou ISO existantes.

Selon l'arrangement de mesure, on peut définir l'objet des différentes séries d'essai, les conditions d'essai admissibles et requises, le mode opératoire et le programme d'essai. Les mesurages de plusieurs sortes de données complémentaires peuvent être combinés entre eux et/ou avec les mesurages des performances hydrauliques principales.

Pour les mesurages de données complémentaires, on applique les mêmes procédures concernant les étalonnages, les essais préliminaires et les essais de réception, le contrôle des zéros des appareils, etc., que celles exposées au paragraphe 2.3.

Les conditions d'essai et les méthodes fondamentales d'analyse doivent être acceptées avant les essais.

4.1.3 Incertitude de mesure

L'incertitude totale sur la mesure des grandeurs complémentaires est généralement supérieure à l'incertitude sur la mesure des performances hydrauliques principales, pour les raisons suivantes:

- a) le domaine de fonctionnement éloigné de l'optimum dans lequel les grandeurs sont mesurées;
- b) la nature non stationnaire des grandeurs mesurées;
- c) les limites de l'instrumentation disponible et des procédures d'étalonnage.

On doit choisir les méthodes de mesure de façon à obtenir une incertitude correspondant à l'exactitude convenue requise pour un certain objectif. Dans de nombreux cas, il est souhaitable d'indiquer l'incertitude en valeur absolue (Pa, N, N·m, ...).

Des indications particulières relatives à l'incertitude sont données dans chacun des paragraphes 4.3 à 4.8.

4.1.4 Transposition du modèle au prototype

On peut calculer les valeurs relatives au prototype par transposition des résultats obtenus sur le modèle selon les lois générales de similitude. Les méthodes de transposition appropriées sont décrites dans les paragraphes ci-après. Il est d'usage courant de transposer les résultats du modèle au prototype en utilisant les termes adimensionnels appropriés.

Finally, subclause 4.8 describes how to investigate during model tests the feasibility of index tests on prototype.

4.1.2 Test conditions and test procedures

The additional measurements are usually performed with the same model machine on the same test installation and require the same instrumentation as used for the main hydraulic performance tests according to clauses 1 to 3 of this standard. It has to be checked if the same test conditions can be applied as during the main hydraulic performance tests or shall be adapted. In any case, disturbing effects due to vibrations, resonance, mechanical deformations, increased leakage flow, etc., or defects of the additional measuring equipment shall be minimized. Possible exceptions to the requirements of clauses 2 and 3, if any, are dealt with in the relevant subclauses of clause 4.

IEC 60994 provides specification for instrumentation requirements and the measurement of fluctuating quantities. In addition, relevant specifications are given in the corresponding subclauses of clause 4. Supplementary recommendations for measurement of these additional data can be found in the existing IEC and ISO standards.

Depending on the measuring arrangement, the scope of various test series and the admissible and required test conditions, the test procedure and the test program can be defined. The measurement of various types of additional data can be combined with each other and/or with the measurement of the main hydraulic performance.

The same procedures with respect to calibration, preliminary and acceptance tests, check of zero readings, etc., as described in subclause 2.3 are also applicable to measurements of additional data.

The test conditions and basic analysis methods shall be agreed upon prior to the tests.

4.1.3 Uncertainty in measurements

The total uncertainty in the measurements of additional data is generally higher than the uncertainty in the measurement of the main hydraulic performance quantities, for the following reasons:

- a) the off-design operating range in which the quantity is measured;
- b) the unsteady nature of the measured quantities;
- c) the limitation of the available instrumentation and calibration procedures.

The measuring methods shall be selected such that the uncertainty corresponds to the mutually agreed accuracy for any given purpose. In many cases, figures for uncertainties should be given in physical units (Pa, N, N·m, ...).

The individual aspects of uncertainties are described in the relevant subclauses 4.3 to 4.8.

4.1.4 Model to prototype conversion

Prototype values can be calculated by converting the model test data according to the general similarity laws. The appropriate conversion procedures are described in the following subclauses. It is common practice to transpose the results from model to prototype using the appropriate dimensionless terms.

Cependant, il faut d'abord vérifier si les lois de similitude hydraulique et mécanique sont suffisamment bien établies pour la grandeur considérée. Sinon, la transposition doit être faite en tenant compte des conditions structurelles et dynamiques auxquelles est soumise la machine prototype dans l'ensemble de l'aménagement hydroélectrique, y compris tous les facteurs tels que la répartition des vitesses à l'entrée et à la sortie, les résonances hydrauliques, les sources externes d'excitation, etc.

Dans la mesure du possible, il est recommandé d'éliminer, dans l'installation d'essai sur modèle, les facteurs qui pourraient affecter les résultats:

- a) influence des régimes d'écoulement;
- b) influence des structures mécaniques;
- c) autres effets.

4.2 Acquisition et traitement des données pour le mesurage des grandeurs fluctuantes

4.2.1 Généralités

Le paragraphe 3.1 décrit le mesurage des valeurs moyennes des grandeurs caractérisant les performances hydrauliques principales. La plupart des méthodes utilisées permettent aussi bien d'acquérir la composante fluctuante des grandeurs mesurées.

Ce paragraphe 4.2 définit des prescriptions pour l'acquisition et le traitement des données en vue de déterminer les grandeurs fluctuantes. Le traitement des données comprend le calcul, l'évaluation et la présentation des grandeurs statistiques représentatives des mesures sur modèle. La CEI 60994 doit être prise en compte.

Les modes opératoires pour le mesurage, l'acquisition et le traitement des données doivent être acceptés avant les essais.

Les grandeurs mesurées seront de nature:

- a) soit périodique;
- b) soit non périodique, aléatoire et intermittente.

Les grandeurs fluctuantes peuvent être mesurées:

- a) avec leur composante moyenne (mesurage de \bar{X} dans la Figure 7);
- b) ou en tant que composante fluctuante seule (mesurage de \tilde{X} dans la Figure 7).

Les méthodes de mesurage doivent permettre d'acquérir les grandeurs fluctuantes avec une résolution suffisante pour décrire leur fréquence caractéristique d'occurrence. Le mesurage peut être réalisé avec les moyens suivants:

- a) des transducteurs de pression;
- b) des accéléromètres;
- c) des jauges de contraintes;
- d) d'autres transducteurs de grandeurs mécaniques.

Pour permettre des analyses ultérieures, la chaîne de mesurage depuis le transducteur jusqu'au système de stockage doit vérifier divers critères provenant de la théorie de l'analyse des signaux (voir référence [21] de l'annexe P). En particulier les critères décrits en 3.1 doivent être appliqués. Cependant, la nature fluctuante des grandeurs considérées dans ce paragraphe conduit à des prescriptions complémentaires qui sont décrites dans ce qui suit.

However, it shall first be checked whether hydraulic and mechanical similarity laws are sufficiently established for the particular quantity. If not, the conversion shall consider the dynamic-structural aspects of the prototype machine within the entire hydroelectric system, including such factors as flow pattern at entrance and exit, resonance, external excitation, etc.

Factors in the model test facility, such as the following which could affect the test results, should be eliminated to the extent possible:

- a) influences due to flow regimes;
- b) influences of mechanical structures;
- c) others.

4.2 Data acquisition and processing for measurement of fluctuating quantities

4.2.1 General

Subclause 3.1 describes the measurement of average values of the main hydraulic performance quantities. Many of the methods used allow recording of the fluctuating component of the quantity as well.

This subclause 4.2 describes requirements for data acquisition and processing for the determination of the fluctuating quantities. Data processing includes the calculation, evaluation and presentation of statistical quantities representing the model measurements. IEC 60994 shall be taken into account.

The procedure for measurement, data acquisition and data processing shall be agreed upon prior to the tests.

The measured quantities will be:

- a) either of periodic nature;
- b) or of non-periodic, stochastic and intermittent nature.

The fluctuating quantities can be measured:

- a) with their mean components (measurement of \bar{X} in Figure 7);
- b) or as fluctuating component only (measurement of \tilde{X} in Figure 7).

The measurement methods shall be able to record fluctuating quantities in sufficient resolution to describe their characteristic occurrence. Measurements can be made using:

- a) pressure transducers;
- b) accelerometers;
- c) strain gauges;
- d) other transducers for mechanical quantities.

To allow further data analysis, the measurement chain from transducer to data storage system shall fulfill various criteria provided by the signal analysis theory (see reference [21] in annex P). In particular the criteria described in subclause 3.1 shall be applied. However, the fluctuating nature of the quantities considered in this subclause leads to additional requirements described below.

4.2.2 Acquisition des données

4.2.2.1 Conditionnement du signal

L'objet du mesurage et les méthodes d'acquisition et de traitement des données déterminent le conditionnement approprié du signal. Les objectifs principaux du conditionnement sont les suivants:

- suppression du bruit à haute fréquence pour éviter les effets de repliements (filtrage analogique);
- élimination de composantes parasites du signal (filtrage analogique ou numérique ou méthodes analytiques);
- décalage du signal d'une valeur continue.

4.2.2.2 Conversion analogique-numérique

La plupart des systèmes d'acquisition de données s'appuient sur un échantillonnage périodique suivi d'une conversion analogique-numérique. Un système typique d'acquisition de données est présenté à la Figure 88.

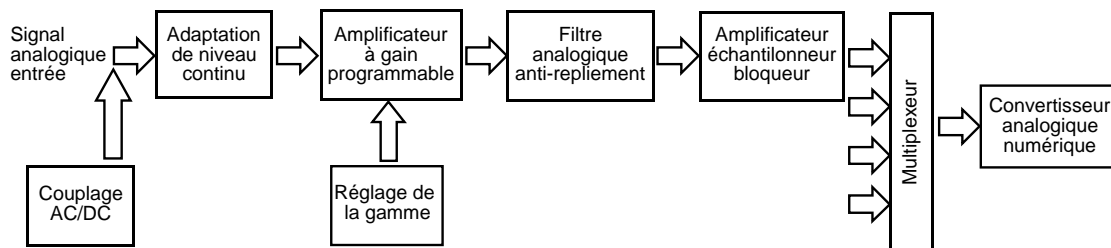


Figure 88 – Système typique d'acquisition de données

Lorsque la valeur stationnaire du signal n'est pas significative et qu'elle est supérieure à la valeur crête à crête, une adaptation du niveau continu peut améliorer la qualité de l'enregistrement des composantes fluctuantes du signal. Un couplage en alternatif des entrées du convertisseur peut provoquer des distorsions du signal à basses fréquences. Un niveau continu réglable permet d'ajouter ou retrancher une valeur constante au signal analogique. La gamme du signal peut alors être centrée sur celle du convertisseur en évitant ces distorsions à basses fréquences.

Les amplificateurs à gains programmables permettent d'adapter la gamme du signal analogique à celle du convertisseur analogique-numérique.

Des filtres passe-bas analogiques anti-repliements doivent être utilisés dans le cas d'un échantillonnage périodique. La fréquence d'échantillonnage est limitée par les caractéristiques de ces filtres. L'échantillonnage simultané de tous les signaux peut être réalisé à l'aide d'un amplificateur échantillonneur bloqueur installé sur chaque voie de mesure. Les signaux échantillonnés peuvent alors être multiplexés et convertis séquentiellement. Si les signaux sont échantillonnés de manière séquentielle, le retard résultant doit être pris en compte (voir 4.2.2.4).

La plupart des convertisseurs analogiques-numériques utilisés dans l'analyse des signaux fournissent un ensemble de valeurs entières correspondant à la discrétisation incrémentale des signaux physiques d'entrée. Cette discrétisation implique une perte irréversible de données et doit être effectuée avec attention.

4.2.2 Data acquisition

4.2.2.1 Signal conditioning

The purpose of measurement and the methods of data acquisition and processing determine the appropriate signal conditioning. The main purposes of conditioning are:

- removal of high frequency noise to prevent aliasing effects (analog filter);
- elimination of irrelevant signal components (analog, digital filter, or software methods);
- offset adaptation.

4.2.2.2 Analog to digital conversion

Most data acquisition systems are based on periodic sampling followed by analog to digital conversion. Figure 88 shows a typical data acquisition system.

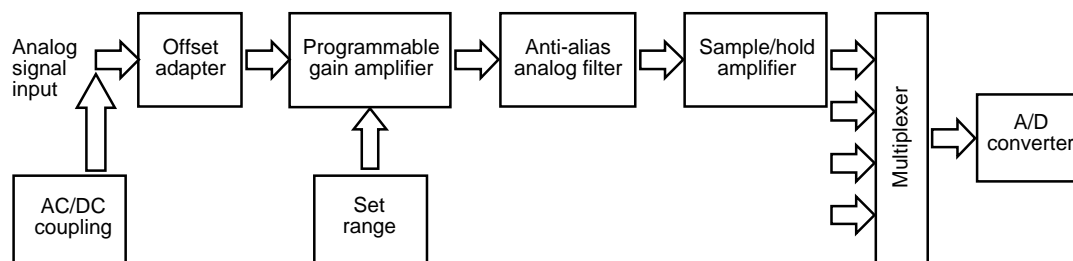


Figure 88 – Typical data acquisition system

When the steady-state value of a signal is not relevant and is greater than the peak to peak value, offset adaptation can improve the quality of the stored fluctuating component of the signal. AC coupling of the converter inputs can induce signal distortions in the low frequencies. Selectable DC offset adds a constant to the analog signal. The signal range can be centered on the converter range without low frequency distortions.

Programmable gain amplifiers adapt the analog signal range to the dynamic range of the A/D converter.

Analog anti-alias low-pass filters shall be used for periodic sampling. The sampling frequency is limited by the filter characteristics. Simultaneous sampling of all signals can be done with a sample and hold amplifier on each measurement channel. Sampled signals can then be multiplexed and converted sequentially. If the signals are sampled sequentially, the resulting delay shall be considered (see 4.2.2.4).

Most analog to digital converters used in signal analysis deliver a stream of integer values corresponding to discrete increments of the physical input. This operation induces an irreversible loss of data and shall be done with care.

La résolution et la précision d'un convertisseur analogique-numérique détermine sa qualité. La résolution est habituellement exprimée en bits. Le bit de signe n'est pas toujours pris en compte.

La qualité du signal numérisé dépend aussi de l'adéquation de la gamme du convertisseur avec les niveaux extrêmes atteints par le signal analogique. Par conséquent, chaque voie de mesurage doit être réglée de telle manière que la gamme du signal soit adaptée à celle du convertisseur.

4.2.2.3 Taux d'échantillonnage

Un échantillonnage périodique nécessite que toute l'énergie du signal soit contenue dans une bande de fréquences comprise entre zéro et la moitié de la fréquence d'échantillonnage (voir référence [21] à l'annexe P). Si cette condition n'est pas remplie, des effets de repliement se produiront introduisant une altération irréversible du signal échantillonné.

Pour éviter le repliement, un filtre passe-bas analogique doit être utilisé avant l'échantillonnage. Si le filtre a une fonction de gain uniforme jusqu'à f_{\max} la fréquence d'échantillonnage requise est:

$$f_s > 2f_{\max} + f_{\text{trans}}$$

où f_{trans} est la fréquence de transition (voir Figure 89), qui dépend:

- du type et de l'ordre du filtre analogique passe-bas;
- de la fréquence de coupure du filtre;
- des caractéristiques du convertisseur analogique numérique;
- du contenu éventuel en hautes fréquences du signal à mesurer;
- du niveau de bruit acceptable.

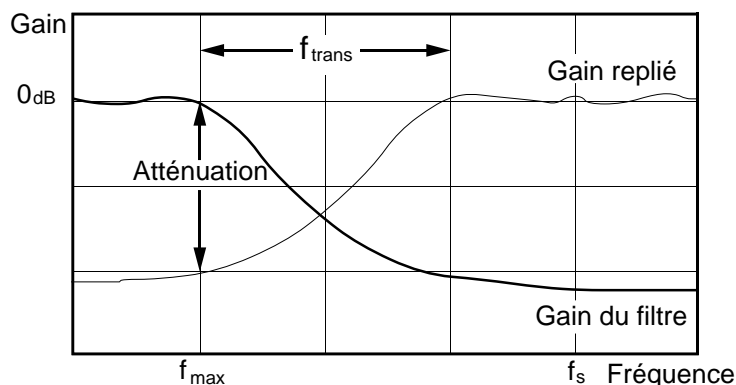


Figure 89 – Réponse en fréquence d'un filtre analogique anti-repliement

4.2.2.4 Information de phase

Dans certains cas, la relation de phase entre différentes grandeurs fluctuantes est importante. Dans ces cas-là, l'information sur le déphasage doit être attentivement traitée afin d'éviter des distorsions de phase provoquées par le système d'acquisition.

Quand les canaux de mesurage possèdent différentes électroniques de conditionnement des signaux et que la phase est importante, l'influence doit être déterminée et corrigée.

The resolution and precision of an analog to digital converter determine its quality. The resolution is normally stated in bits. The sign bit is not always counted.

The quality of the digitized signal also depends on the matching between the analog signal extreme values and the converter range. Therefore, each measurement channel shall be conditioned so that the signal best fits the converter range.

4.2.2.3 Sampling rate

Periodic sampling requires all energy in the signal to be contained between zero and half the sampling frequency, (see reference [21] in annex P). If this condition is not fulfilled, aliasing effects will introduce an irreversible corruption of the sampled signal.

To prevent aliasing, an analog low-pass filter shall be used before sampling. If the filter has a flat gain function up to f_{\max} , the required sampling frequency is:

$$f_s > 2 f_{\max} + f_{\text{trans}}$$

where f_{trans} is the transition frequency (see Figure 89), which depends on:

- the type and order of the analog anti-aliasing filter;
- the filter cut-off frequency;
- the characteristics of the analog to digital converter;
- the possible high frequency content of the signal to be measured;
- the acceptable noise level.

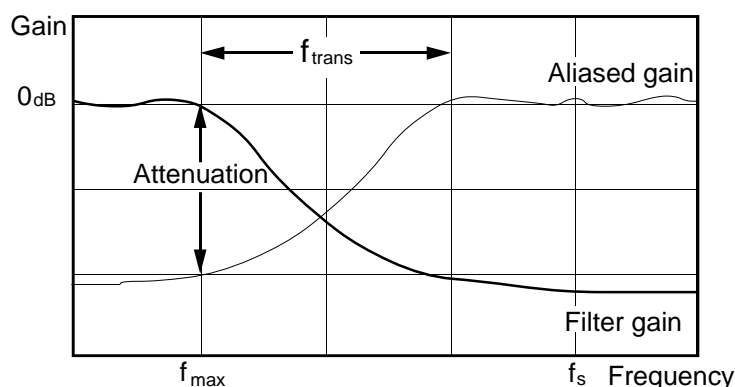


Figure 89 – Frequency response of analog anti-aliasing filter

4.2.2.4 Phase information

In some cases, the phase relationship between different fluctuating quantities is important. In such cases, the information on phase shift shall be carefully dealt with to prevent possible phase distortions caused by the data processing system.

When the measurement channels have different signal conditioning electronics and the phase is important, this influence shall be determined and corrected.

Si les canaux de mesure sont échantillonnés en séquence, la distorsion de phase $\Delta\phi$ pour le canal i ($i = 1, 2, \dots, n$) comparée au canal 0 dépend:

- du temps Δt d'acquisition entre deux canaux consécutifs;
- de la position du canal i ;
- de la fréquence étudiée f .

La distorsion de phase est:

$$\Delta\phi = 2\pi \cdot \Delta t \cdot i \cdot f \quad \Delta t \text{ peut être constant ou égal à } 1/(n \cdot f_s)$$

4.2.2.5 Stockage des données

Aussi bien des enregistreurs analogiques que numériques peuvent être utilisés pour le stockage des données. Dans le premier cas, les signaux bruts sont par exemple enregistrés sur des bandes magnétiques et peuvent être récupérés pour des visualisations ou des analyses ultérieures. L'enregistreur magnétique est alors considéré comme faisant partie du système d'acquisition et il convient que sa réponse en fréquence réponde aux critères d'acquisition de données. Dans le second cas, les signaux numériques sont stockés dans des systèmes de mémoire de masse tels que disques, bandes, etc.

4.2.2.6 Procédure d'acquisition des données

Il est recommandé que les informations suivantes soient fournies pour identifier la procédure d'acquisition de données:

- la résolution de la conversion analogique-numérique en termes de nombre de bits;
- la fréquence d'échantillonnage;
- la réponse en fréquence des filtres anti-repliement;
- la réponse en fréquence de la chaîne de mesure;
- le nombre d'enregistrements et le nombre d'échantillons par enregistrement;
- la procédure de stockage des données.

4.2.3 Traitement des données

Une fois les critères d'acquisition remplis, le traitement des données est réalisé afin d'extraire l'information recherchée. De nombreuses transformations peuvent être appliquées aux séries temporelles des signaux afin d'analyser:

- leur comportement statistique;
- leur contenu spectral (dans le domaine des fréquences);
- la corrélation ou toute autre relation entre signaux.

Dans le domaine temporel, les paramètres d'analyse sont les suivants:

- les valeurs moyennes;
- les amplitudes caractéristiques¹⁾, les écarts types, les valeurs efficaces;
- les fonctions de densité ou de répartition de probabilités;
- autres paramètres.

¹⁾ Une amplitude caractéristique est par exemple la demi-différence entre les valeurs maximale et minimale d'un signal. Elle peut être déterminée à l'aide d'une distribution de probabilité, en utilisant des méthodes de comptage et en admettant un certain niveau de probabilité (par exemple 97 %). Les amplitudes survenant avec une probabilité extérieure à cet intervalle ne sont pas prises en considération.

If the channels are sampled sequentially, the phase distortion $\Delta\phi$ for channel i ($i = 1, 2, \dots, n$) compared to channel 0 depends on:

- the time Δt between sampling of consecutive channels;
- the position of channel i ;
- the frequency of interest f .

The phase distortion is:

$$\Delta\phi = 2\pi \cdot \Delta t \cdot i \cdot f \quad \Delta t \text{ can be constant or equal to } 1/(n \cdot f_s)$$

4.2.2.5 Data storage

Both analog recorders and digital media can be used for data storage. In the first case, raw signals are for example recorded on magnetic tapes and can be recovered for visualization and further analysis. The magnetic recorder is considered as part of the acquisition system and its frequency response should match acquisition criteria. In the second case, digitized data are stored in mass storage media such as disks, tapes, etc.

4.2.2.6 Data acquisition procedure

The following information should be available in order to identify the data acquisition procedure:

- resolution of the analog to digital conversion in terms of number of bits;
- sampling frequency;
- frequency response of anti-aliasing filters;
- frequency responses of the measurement chain;
- number of records and the number of samples in each record;
- data storage procedure.

4.2.3 Data processing

Once data acquisition criteria are fulfilled, data processing is performed in order to extract information of interest. A variety of transformations can be applied to time-history signals in order to analyze:

- their statistical behavior;
- their spectral content (in the frequency domain);
- correlation or other relationships between signals.

Time domain analysis parameters are:

- averaged values;
- characteristic amplitudes¹⁾, standard deviations, r.m.s. values;
- probability density functions, probability distributions;
- others.

¹⁾ A characteristic amplitude means e.g. half the difference between the maximum and minimum values of a signal. It can be determined with the aid of probability distribution applying counting methods and assuming a certain amount of probability (e.g. 97 %) . Amplitudes occurring outside of this probability are ignored.

Dans le domaine fréquence, les paramètres d'analyse sont les suivants:

- le spectre d'amplitude (racine carrée de l'auto-spectre de puissance);
- l'auto-spectre de puissance (auto-spectre d'énergie pour des signaux d'une durée finie);
- le spectre croisé de puissance;
- les fonctions de transfert;
- les fonctions de cohérence;
- autres paramètres.

En 4.3.6 est fournie une information plus détaillée sur le traitement des données des fluctuations de pression. Cette information, spécialement au paragraphe 4.3.6.1, est généralement valable aussi pour d'autres grandeurs fluctuantes mesurées, telles que des fluctuations du couple sur l'arbre (paragraphe 4.4), des poussées axiale et radiale (paragraphe 4.5) et de couple sur les aubes directrices (paragraphe 4.6.2).

4.3 Fluctuations de pression

4.3.1 Généralités

4.3.1.1 Fluctuations de pression des machines hydrauliques

Les fluctuations de pression existent naturellement dans les machines hydrauliques. Elles peuvent être périodiques ou aléatoires. Elles proviennent de l'influence des canaux hydrauliques et des aubes sur la répartition des vitesses dans la machine. Elles dépendent du tracé de la machine, des conditions de fonctionnement ainsi que des réponses dynamiques des conduites et des parties tournantes de la machine. Les fluctuations de pression font en fait partie des phénomènes hydroacoustiques impliquant des champs instationnaires de pression et de vitesse de l'écoulement. Elles peuvent aussi être associées aux fluctuations mécaniques du couple sur l'arbre, de la vitesse de rotation, de la charge hydraulique sur les aubes directrices, etc., ainsi qu'aux vibrations de la machine.

Les perturbations à basse fréquence font l'objet d'une attention particulière parce qu'elles peuvent se propager à l'ensemble du système d'adduction et aux parties tournantes de la machine électrique. Elles se manifestent typiquement entre 0,2 et 3 fois la fréquence de rotation de la roue.

Frequency domain analysis parameters are:

- amplitude spectrum (square root of auto power spectrum);
- auto power spectrum (energy spectrum for finite energy signals);
- cross power spectrum;
- transfer functions;
- coherence functions;
- others.

Subclause 4.3.6 provides more detailed information on data processing of pressure fluctuations. This information, especially the subclause 4.3.6.1, is generally also valid for data processing of other measured fluctuating quantities, such as shaft torque fluctuations (subclause 4.4), axial and radial thrust (subclause 4.5), guide vane torque (subclause 4.6.2).

4.3 Pressure fluctuations

4.3.1 General

4.3.1.1 Pressure fluctuations in hydraulic machinery

Pressure fluctuations are a natural occurrence in hydraulic machinery. They can be of a periodic or stochastic nature. They are due to the action of the water passages and vanes on the flow fields within the machine. They are influenced by machine design, operating conditions and by the dynamic response of the water conduits and rotating components. Pressure fluctuations are actually a part of hydro-acoustic phenomena involving unsteady pressure and flow velocity distributions. They can also be associated with mechanical fluctuations of shaft torque, rotational speed, hydraulic load on guide vanes etc. as well as with vibrations of the machine.

Low frequency disturbances are of special interest because they can propagate to the whole water conduit and the rotating parts of the electric machine. They occur typically between 0,2 and 3 times the runner rotational frequency.

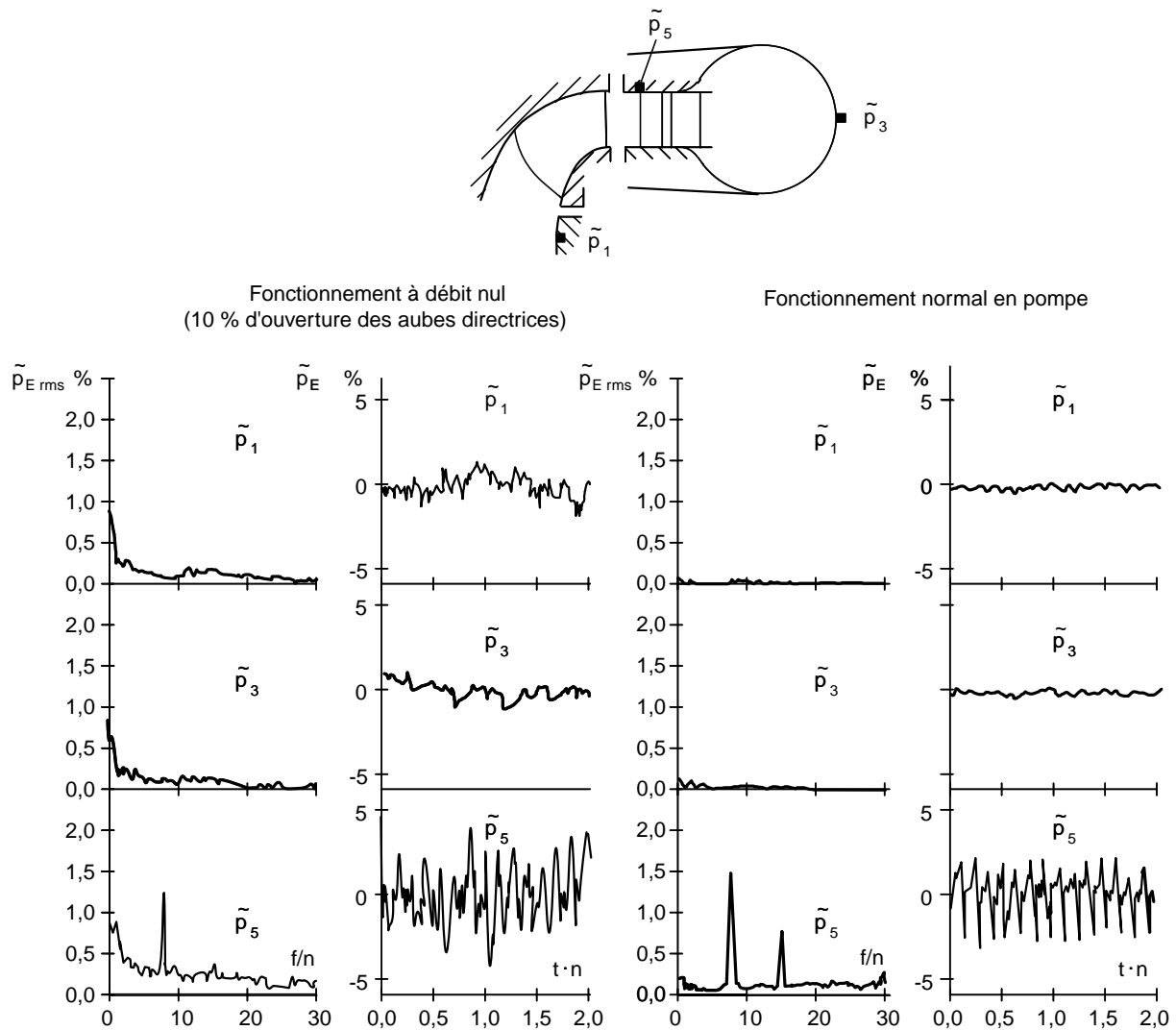
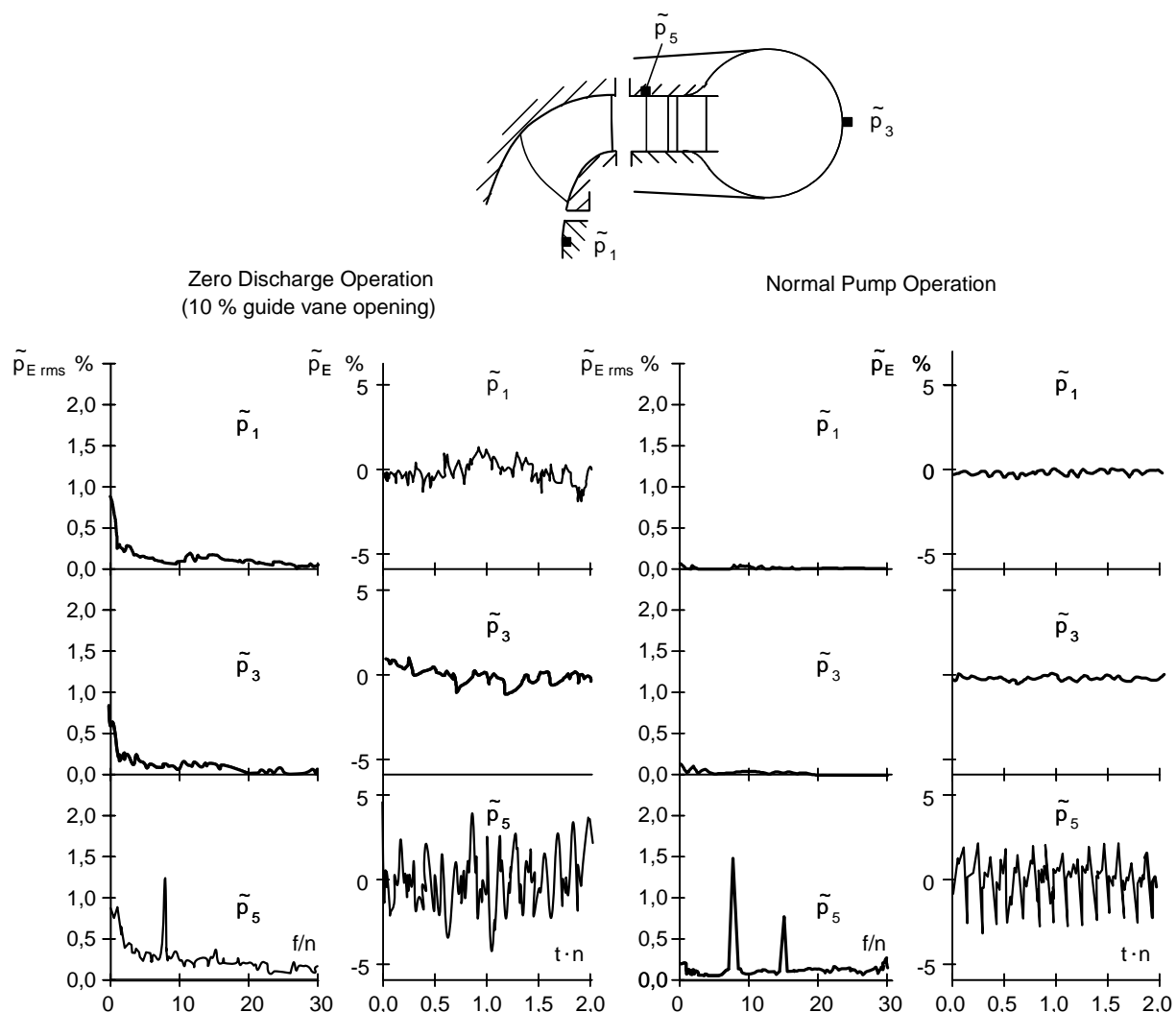


Figure 90 – Fonctionnement normal en mode pompe et fonctionnement à débit nul d'un modèle de pompe-turbine de $n_{QE} = 0,102$

Les instabilités observées dans les diffuseurs de turbines Francis et hélice ainsi que dans ceux des pompes-turbines représentent probablement le phénomène le plus couramment identifié parmi les fluctuations de pression à basse fréquence. Dans ces machines, une forte rotation en sortie de roue peut se développer, entraînant des fluctuations de pression. De plus, la présence de cavitation dans le diffuseur peut changer les fréquences naturelles du système hydraulique.

Dans les turbines à double réglage telles que les turbines Kaplan ou les turbines diagonales (Dériaz), la conjugaison de l'ouverture du distributeur et de l'orientation des pales de roue entraîne une rotation minimale en sortie de roue; aucune instabilité importante n'est ainsi engendrée dans le diffuseur.

Dans les turbines à action, la roue est séparée de l'injecteur par une condition de pression constante. C'est pour cette raison qu'il n'y a pas d'interaction entre la roue et les conduites d'alimentation. Les turbines à action ne sont pas concernées par ce paragraphe.



**Figure 90 – Normal pump mode and zero discharge operations
of an $n_{QE} = 0,102$ pump-turbine model**

The draft tube surge of Francis and propeller turbines and pump-turbines is perhaps the most commonly identified phenomenon among low frequency pressure fluctuations. In these machines, a strong runner outlet swirl can develop, inducing pressure fluctuations. In addition, draft tube cavitation can change the natural frequencies of the hydraulic system.

In double-regulated Kaplan or diagonal (Dériaz) turbines, on-cam control of the guide vane opening and of the runner blade setting leads to a minimal runner outlet swirl and no serious draft tube surge is generated.

In impulse turbines, the runner is separated from the nozzle by a constant-pressure condition. For this reason, there is no interaction between runner and water conduits. Impulse turbines are not considered in this subclause.

Les turbines et les pompes produisent une excitation à une fréquence appelée habituellement fréquence de passage des pales, égale au produit de la fréquence de rotation par le nombre de pales de la roue. Par suite de l'interaction des pales de la roue avec l'aubage fixe du distributeur, de l'avant-distributeur et de la bêche spirale, des excitations sont engendrées à des fréquences supérieures, jusqu'à k fois la fréquence de passage des pales, k étant habituellement compris entre 1 et 2 pour les turbines et entre 1 et 4 pour les pompes et les pompes-turbines.

Des fluctuations aléatoires de la pression, dues à des décollements turbulents de l'écoulement, ou des bouffées intermittentes de pression liées à l'effondrement de la torche, peuvent se manifester dans diverses zones du domaine de fonctionnement élargi.

Quelques exemples de fluctuations de pression associées à des machines à réaction sont présentés Figure 90 à Figure 93 pour diverses conditions de fonctionnement. Les positions des transducteurs de pression sont précisées dans la Figure 94.

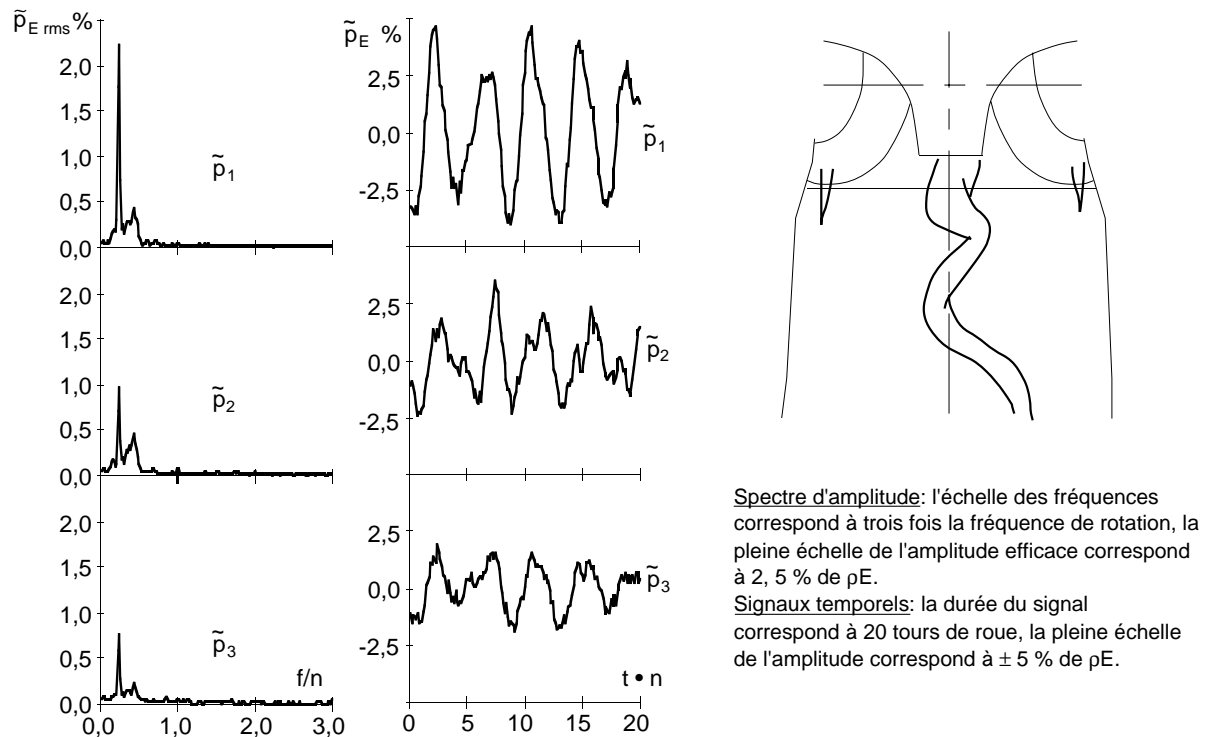


Figure 91 – Fonctionnement à charge partielle d'un modèle de turbine Francis de $n_{QE} = 0,321$: $Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,719$

Turbines and pumps produce an excitation at the rotational frequency multiplied by the number of runner/impeller blades usually defined as the blade passing frequency. Due to the interaction of the runner/impeller blades with the guide vanes / stay vanes / spiral case, higher frequencies are generated up to k multiplied by the blade passing frequency, k being typically between 1 and 2 for turbines and 1 and 4 for pumps and pump turbines.

Stochastic pressure fluctuations due to turbulent flow separation or intermittent pressure pulses due to vortex breakdown can take place in various conditions of the extended operating range.

Some examples of pressure fluctuations associated with reaction machines are shown in Figure 90 through Figure 93 for various operating conditions. Pressure transducer locations are as proposed in Figure 94.

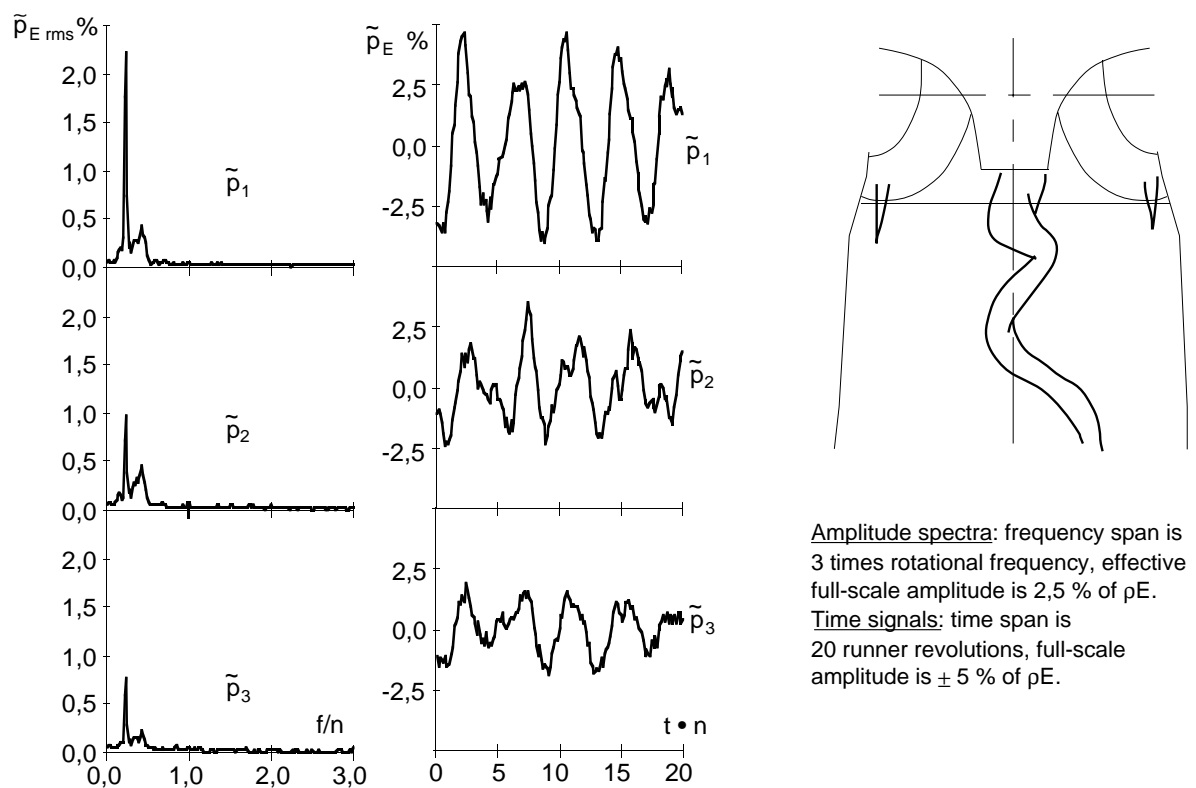


Figure 91 – Part load operation of an $n_{QE} = 0,321$ Francis turbine model: $Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,719$

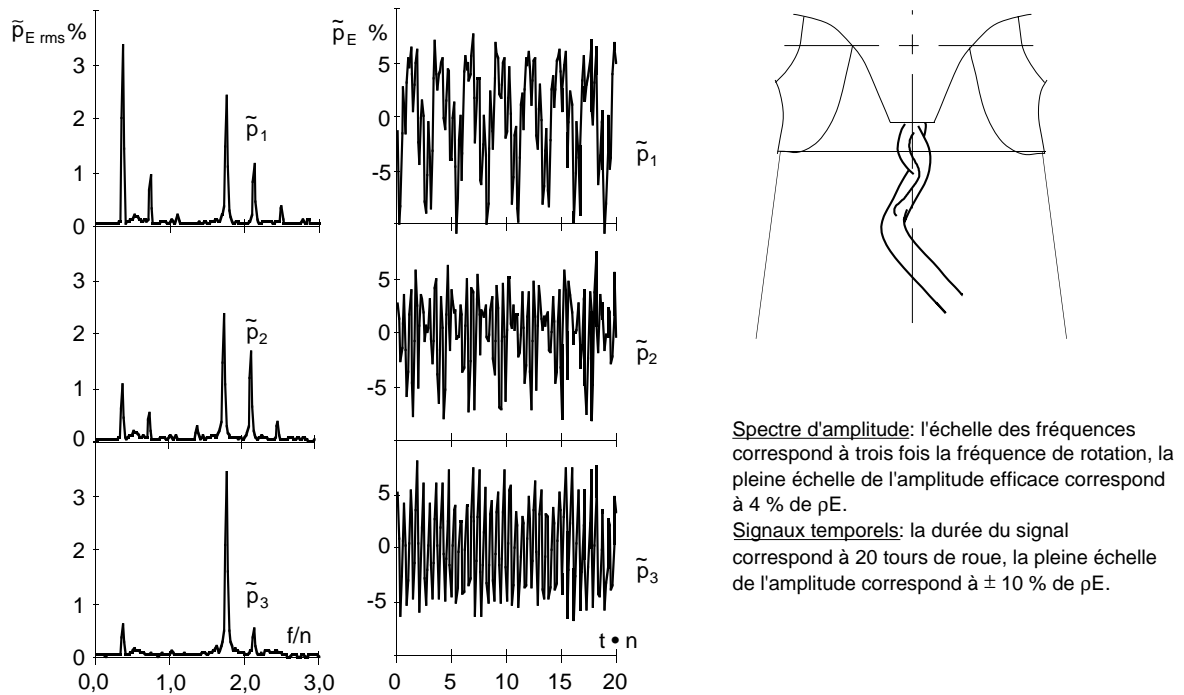


Figure 92 – Fonctionnement à charge partielle élevée d'un modèle de turbine Francis de $n_{QE} = 0,226$: $Q_{ND}/Q_{NDopt} = 0,764$

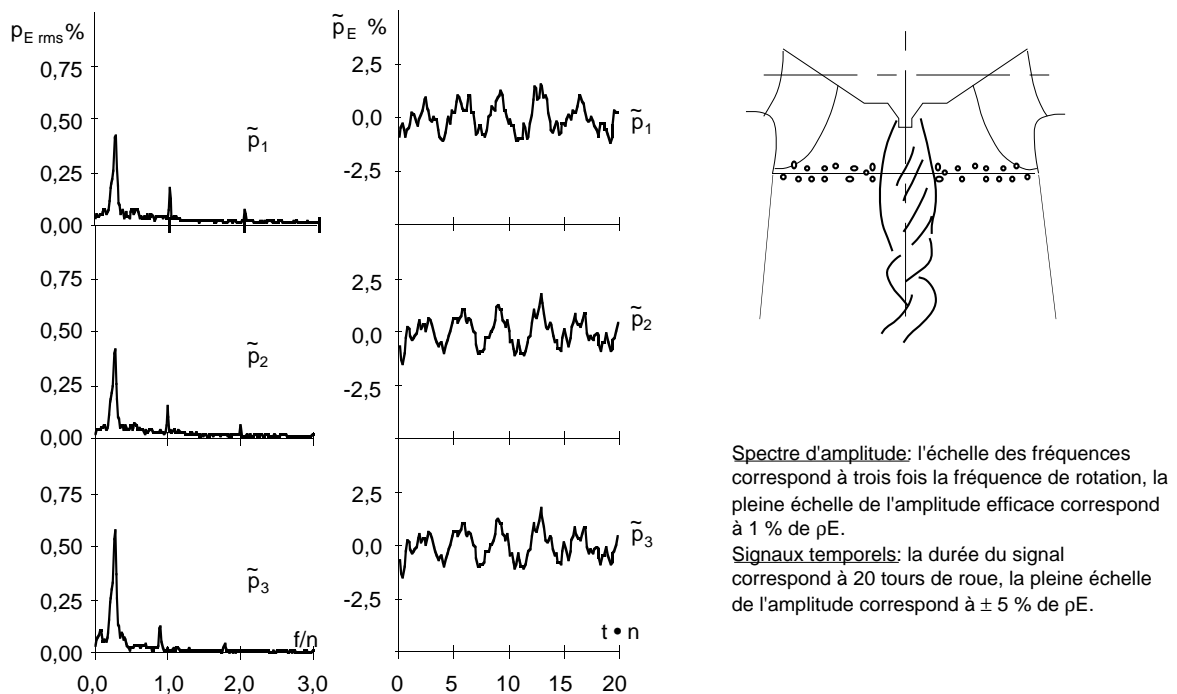
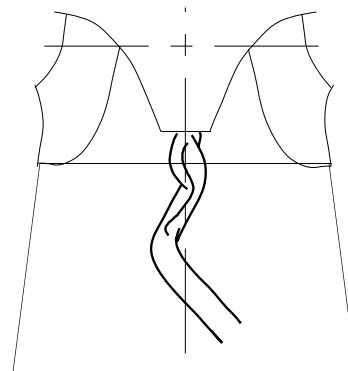
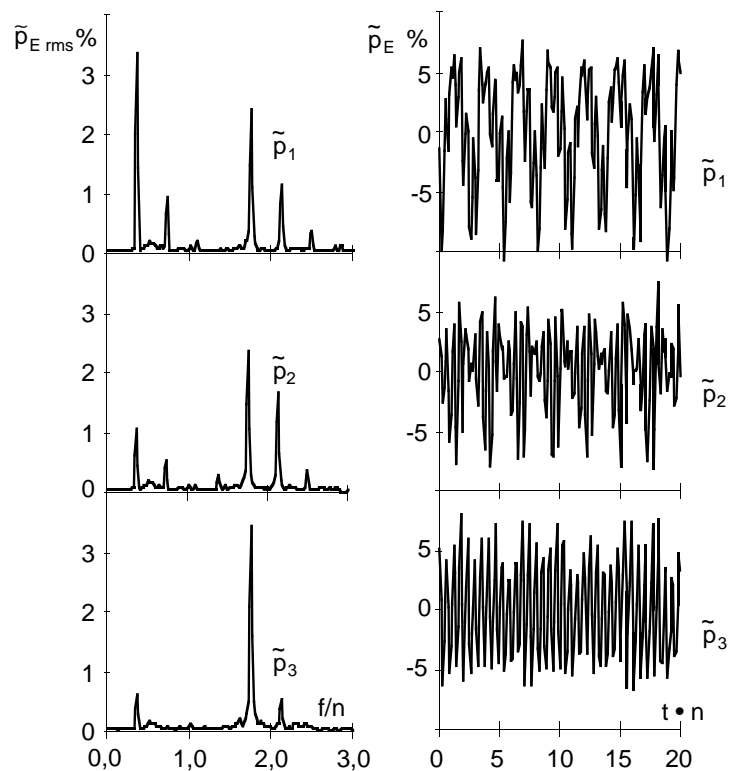


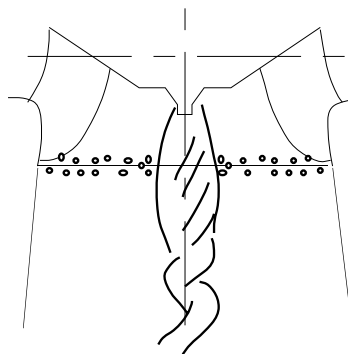
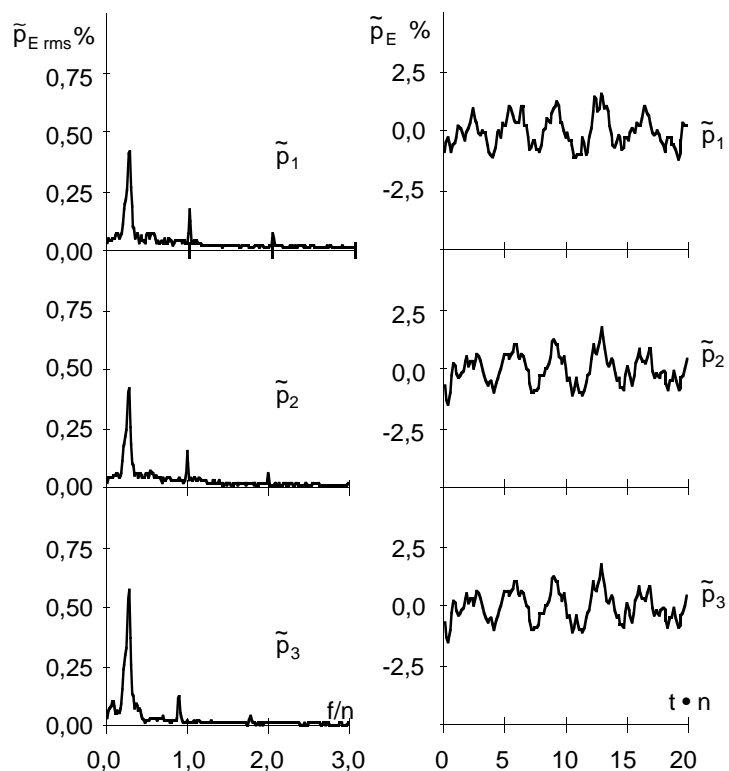
Figure 93 – Fonctionnement à pleine charge d'un modèle de turbine Francis de $n_{QE} = 0,173$: $Q_{ND}/Q_{NDopt} = 1,218$



Amplitude spectra: frequency span is 3 times rotational frequency, effective full-scale amplitude is 4 % of p_E .

Time signals: time span is 20 runner revolutions, full-scale amplitude is ± 10 % of p_E .

Figure 92 – Higher part load operation of an $n_{QE} = 0,226$ Francis turbine model: $Q_{nD}/Q_{nDopt} = 0,764$



Amplitude spectra: frequency span is 3 times rotational frequency, effective full-scale amplitude is 1 % of p_E .

Time signals: time span is 20 runner revolutions, full-scale amplitude is ± 5 % of p_E .

Figure 93 – Full load operation of an $n_{QE} = 0,173$ Francis turbine model: $Q_{nD}/Q_{nDopt} = 1,218$

4.3.1.2 Influence du système hydraulique et des parties tournantes

L'essai sur modèle d'une machine hydraulique isolée de son environnement ne permet pas de reproduire complètement tous les phénomènes dynamiques qui peuvent se manifester sur le prototype, parce que les ondes hydro-acoustiques peuvent être influencées de manière significative par les conditions limites.

Les fluctuations de pression ne sont pas seulement caractéristiques du modèle, mais peuvent aussi être influencées par les caractéristiques de la plate-forme d'essai. Parmi les conditions pouvant affecter la similitude, on peut citer:

- a) les conduits hydrauliques (longueur de tuyauterie, épaisseur des parois);
- b) les caractéristiques du fluide d'essai (teneur en gaz occlus);
- c) le comportement dynamique des parties tournantes;
- d) les nombres de Reynolds et de Froude.

4.3.1.3 But des mesures

On réalise habituellement des mesures de fluctuations de pression pour obtenir les informations suivantes:

- importance relative des fluctuations de pression dans le domaine de fonctionnement spécifié;
- nature des fluctuations de pression, périodiques ou aléatoires;
- fréquence dominante éventuelle des fluctuations de pression;
- effet des méthodes palliatives telles que l'admission d'air (efficacité et localisation optimale);
- intensité des fluctuations de pression sur le modèle par rapport à d'autres modèles de vitesse spécifique similaire.

Pour des conditions favorables où ne se produisent pas d'interactions significatives avec les systèmes extérieurs (voir Figure 99), les résultats quantitatifs de l'essai sur modèle peuvent être directement transposés au prototype.

Cependant, par suite de différentes interactions avec les systèmes extérieurs ou de caractéristiques différentes des fluides du modèle et du prototype, l'amplitude et la fréquence des fluctuations de pression sur le prototype peuvent s'écarter considérablement de celles transposées à partir des essais sur modèle. Comme l'état actuel des connaissances ne permet pas de quantifier ces écarts, les mesures de fluctuations de pression sur le modèle sont effectuées dans la plupart des cas pour obtenir au moins des informations qualitatives ou pour évaluer l'importance des fluctuations de pression.

4.3.2 Recommandations particulières pour le modèle et l'installation

Le modèle et l'installation doivent remplir les recommandations générales pour les essais de machines hydrauliques, se reporter au paragraphe 2.1. Ils doivent permettre le réglage complet de l'énergie hydraulique massique de l'essai, de la vitesse de rotation du modèle et du niveau de pression côté basse pression. Les conditions d'essai une fois établies doivent pouvoir être maintenues constantes pendant le temps nécessaire à la mesure des grandeurs fluctuantes.

Il est recommandé que les parties transparentes du côté basse pression de la roue soient prévues assez grandes pour permettre l'observation de la cavitation non seulement dans l'aube, mais aussi dans la partie supérieure du diffuseur.

4.3.1.2 Influence of the hydraulic circuit and rotating machinery

Model tests of an isolated hydraulic machine do not fully reproduce all possible prototype dynamic phenomena because hydro-acoustic waves can be significantly influenced by the boundary conditions.

Pressure fluctuations are not only characteristics of the model but they can also be affected by the characteristics of the test facility. Possible conditions affecting similitude include the following:

- a) water conduit (pipe length, wall stiffness);
- b) test fluid characteristics (free gas content);
- c) dynamic behavior of rotating components;
- d) Reynolds and Froude numbers.

4.3.1.3 Purpose of the measurements

Pressure fluctuation measurements are usually conducted to obtain the following information:

- relative magnitude of the pressure fluctuations within specified operating range;
- nature of the pressure fluctuations, periodic or stochastic;
- dominant frequency of the pressure fluctuations, if any;
- effect of palliative methods such as air admission (effectiveness and suitable location);
- intensity of the pressure fluctuations of the model compared with other models of similar specific speed.

In favourable conditions where no significant interactions with the external systems, see Figure 99, are involved, quantitative model test results can be directly transposed to the prototype.

Nevertheless, due to the various interactions with the external systems or the differences of fluid characteristics between model and prototype, the amplitude and frequency of the prototype pressure fluctuations can deviate considerably from those directly transposed from the model tests. Since the present state of the art does not permit to quantify such deviations, the measurements of pressure fluctuations of the model are conducted in most cases to obtain at least qualitative information or to assess the magnitude of pressure fluctuations.

4.3.2 Special requirements for model and installation

The model and test installation shall comply with general requirements for the testing of hydraulic machinery, see subclause 2.1. It shall provide full control of test specific hydraulic energy, rotational speed and pressure at the low pressure side. Once the desired test conditions are set, they shall remain steady during the time necessary for the measurement of fluctuating quantities.

Transparent parts on the low pressure side of the runner should be large enough for observation of cavitation not only on the runner blades, but also in the upper portion of the draft tube.

Afin d'éviter des résonances entre le circuit d'essai et le modèle, il convient que les fréquences propres du circuit d'essai soient suffisamment éloignées du domaine des fréquences intéressées (voir 4.3.4.1). Les perturbations hydrauliques provenant de la pompe d'alimentation, des vannes de réglage, by-pass, coudes, etc. ne doivent pas avoir d'influence sur le modèle dans cette gamme de fréquence.

Il est recommandé de raccorder le diffuseur à un réservoir ou à une conduite de section assez grande pour éviter un couplage dynamique du modèle avec la partie basse pression du circuit d'essai.

Il faut construire le modèle de manière assez rigide pour éviter des déformations excessives. Des vibrations de la plate-forme d'essai et des fluctuations de la vitesse de rotation dues au système de régulation ne devraient pas introduire de fluctuations de pression dans la bande de fréquence étudiée.

Il est recommandé que l'installation d'essai fonctionne en circuit fermé, de manière à ce que la teneur en gaz de l'eau puisse être maintenue basse et constante. L'écoulement à l'entrée du modèle doit être exempt de bulles.

Dans le cas de modèles équipés d'une bêche spirale complète, il est bon d'installer une conduite uniforme et rectiligne, d'au moins 6 diamètres de longueur, si cela est possible, du côté haute pression du modèle. Ceci permet une estimation des conditions de propagation des ondes de pression et de leur puissance hydro-acoustique à l'entrée de la bêche spirale, en utilisant les signaux des transducteurs de pression p_3 et p_6 représentés à la Figure 94.

4.3.3 Instrumentation et étalonnage

4.3.3.1 Instruments pour le mesurage des fluctuations de pression

Il convient de monter les transducteurs de pression avec leur membrane affleurant le profil hydraulique. Quand ceci ne peut pas se faire, les cavités doivent être soigneusement purgées et leur fréquence propre évaluée: elles ne doivent pas introduire de distorsions dans la bande de fréquence étudiée (voir 4.3.1.1 et la CEI 60994, 6.3).

Les transducteurs doivent être assez sensibles pour mesurer des fluctuations de pression de valeur efficace égale à $\pm 0,1$ % de p_E .

L'erreur maximale tolérée de la chaîne de mesure doit être inférieure à ± 5 % du domaine de mesure utilisé. Cette erreur peut être réduite par une procédure d'étalonnage préalable (voir 4.3.3.2).

L'erreur maximale tolérée de l'appareillage de traitement du signal doit être inférieure à ± 1 % pour l'amplitude et à $\pm 10^\circ$ pour la phase.

La Figure 94 suggère à titre d'exemple des emplacements pour les transducteurs dans le cas d'une turbine Francis ou hélice, ou d'une pompe-turbine. La mesure de p_1 , p_2 et p_3 est fortement recommandée. Il est conseillé de placer les transducteurs p_1 et p_2 à une distance de 0,3 à 1,0 diamètre du côté basse pression de la roue.

p_1 transducteur de pression placé du côté aval du cône du diffuseur;

p_2 transducteur de pression placé du côté amont du cône du diffuseur;

p_3 transducteur de pression placé à l'entrée de la bêche spirale.

Selon les mesures de fluctuations de pression souhaitées, les transducteurs suivants peuvent aussi être installés:

In order to avoid resonance effects between the test circuit and the model, the natural frequency of the test circuit should be sufficiently outside of the range of interest of model frequencies (see 4.3.4.1). Hydraulic disturbances from the feed pump, throttling devices, by-passes, bends etc. shall not affect the model in this range of frequencies.

The draft tube should be connected to a conduit or tank with a cross-sectional area large enough to overcome dynamic coupling of the model with the low pressure part of the test circuit.

The model construction shall be stiff enough to prevent excessive deformations. Vibrations of the model test rig and rotational speed fluctuations due to the governing system should not induce pressure fluctuations in the considered frequency band.

The test installation should operate in closed circuit mode, so the gas content can be kept low and constant. The model inlet flow shall be free of traveling bubbles.

In the case of models with a full spiral case, a straight uniform pipe, if feasible, at least 6 diameters long, should be installed on the high pressure side of the model. This allows an estimation of both the pressure waves propagation conditions and the hydro-acoustic power of these pressure waves at the spiral case inlet using the signals of the p_3 and p_6 pressure transducers outlined in Figure 94.

4.3.3 Instrumentation and calibration

4.3.3.1 Instruments for pressure fluctuation measurements

Pressure transducers should be mounted with their membrane flush with the hydraulic profile. When this cannot be done, cavities shall be carefully bled and their natural frequencies evaluated: they shall not induce distortions in the frequency band of interest (see 4.3.1.1 and IEC 60994, 6.3).

The transducers shall be sensitive enough to measure effective pressure fluctuations of $\pm 0,1$ % of p_E .

The maximum permissible error of the measuring chain shall be smaller than ± 5 % of the measuring range used. This error can be reduced by a preliminary calibration procedure (see 4.3.3.2).

The maximum permissible error of the signal processing equipment shall be smaller than ± 1 % for the amplitude and smaller than $\pm 10^\circ$ for the phase.

Figure 94 shows an example of suggested locations of transducers for a Francis or propeller turbine or pump-turbine. The measurement of p_1 , p_2 and p_3 as listed below is strongly recommended. Transducers p_1 and p_2 should be placed 0,3 to 1,0 diameter from the low pressure side of the runner/impeller.

p_1 pressure transducer on the downstream side of the draft tube cone;

p_2 pressure transducer on the upstream side of the draft tube cone;

p_3 pressure transducer at the spiral case inlet.

Depending on pressure fluctuation data desired, the following transducers can also be installed:

p_4 transducteurs de pression additionnels dans le cône du diffuseur: soit dans la même section que p_1 et p_2 , de préférence à 90° de ceux-ci, soit dans le coude du diffuseur, soit à des emplacements correspondant aux trous d'homme du prototype;

p_5 transducteurs de pression dans le distributeur (par exemple entre la roue et les directrices);

p_6 transducteurs de pression additionnels le long de la conduite côté haute pression;

p_7 transducteurs de pression en sortie du diffuseur.

Des mesures de force et de couple peuvent aussi être effectuées en connexion avec les mesures de fluctuations de pression:

f_1 transducteurs de poussée axiale et radiale au plateau d'accouplement roue-arbre (voir paragraphe 4.5);

t_1 transducteur de couple sur l'arbre (voir paragraphe 4.4).

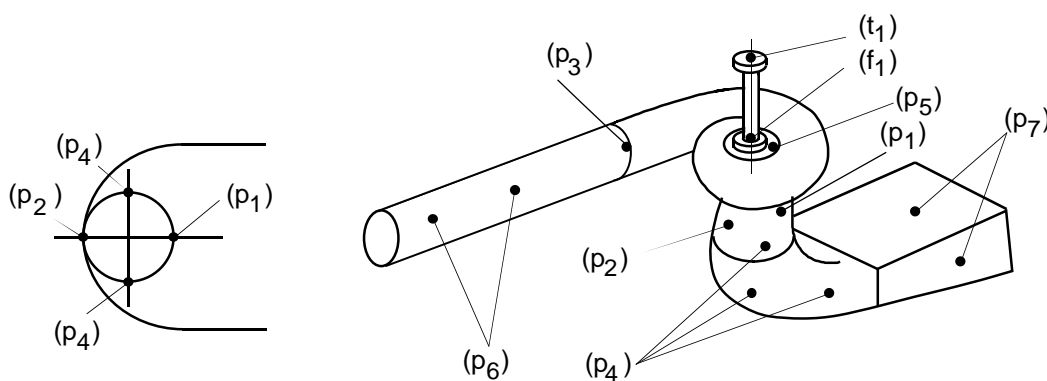


Figure 94 – Emplacements suggérés pour les transducteurs

4.3.3.2 Etalonnage

L'étalonnage dynamique des systèmes de mesure de pression peut être effectué. Il consiste à déterminer la fonction de transfert entre une pression signal d'entrée et un signal électrique de sortie.

Le déphasage absolu entre pression et signal de sortie n'est généralement pas indispensable. Cependant, il est bon de connaître ou de compenser les déphasages entre les signaux de sortie liés à des systèmes de conditionnement différents.

Les corrections de gain et de phase peuvent être déterminées en excitant tous les transducteurs avec une même fluctuation de pression, dans la gamme de fréquences et d'amplitude attendues pour l'essai modèle. L'étalonnage est réalisé de façon à permettre que les différences de gain et de phase entre les canaux soient dans la marge d'incertitude des équipements de traitement du signal (voir 4.3.3.1).

4.3.4 Détails de procédure

4.3.4.1 Energie hydraulique massique d'essai

L'énergie hydraulique massique d'essai est choisie de manière à pouvoir régler les paramètres de fonctionnement permanent dans de bonnes conditions. De plus, cette énergie hydraulique massique doit être choisie de telle sorte que les fréquences et amplitudes des fluctuations de pression restent dans les limites de l'instrumentation.

p_4 additional pressure transducers in the draft tube cone: in the same section as p_1 and p_2 preferably 90° apart, in the draft tube bend or at locations corresponding to manholes on the prototype;

p_5 pressure transducers in the distributor (e.g. between runner / impeller and guide vanes);

p_6 additional pressure transducers along the intake;

p_7 pressure transducers in the draft tube outlet.

Force and torque measurements as listed below can also be performed concurrently with pressure fluctuation measurements:

f_1 axial and radial thrust transducers on the shaft – runner coupling flange (see subclause 4.5);

t_1 torque transducer on the shaft (see subclause 4.4).

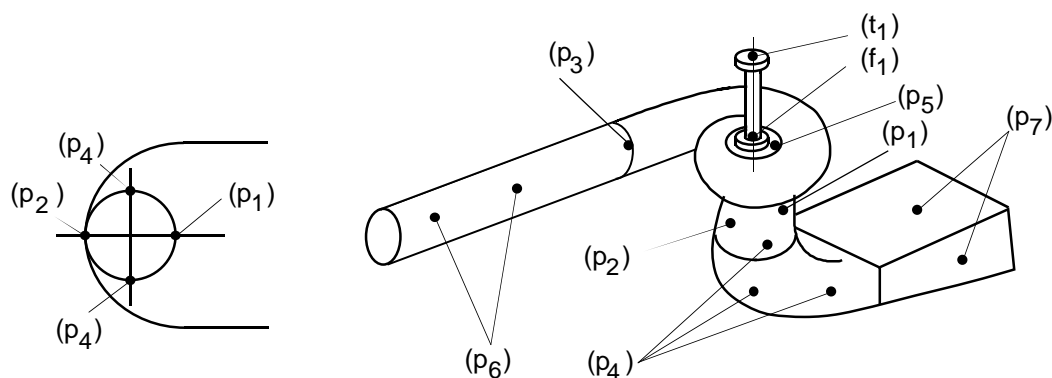


Figure 94 – Suggested locations of transducers

4.3.3.2 Calibration

The dynamic calibration for pressure measurement systems can be performed. It consists of the determination of the transfer function between the input pressure signal and the output electric signal.

The absolute phase shift between the pressure and the output signal is not usually required. Phase shifts between output signals due to different signal conditioning systems, however, should be known or compensated.

The gain and phase corrections can be determined by exciting all transducers with the same pressure fluctuation, in the same range of frequencies and amplitudes as for the model test. The calibration shall ensure that differences in gain and phase between channels are within the uncertainty margin of the signal processing equipment (see 4.3.3.1).

4.3.4 Detailed procedures

4.3.4.1 Test specific hydraulic energy

The test specific hydraulic energy is selected to provide good conditions for the adjustment of steady-state operation parameters. Also, the test specific hydraulic energy shall be chosen so that pressure fluctuation frequencies and amplitudes are within the limits of the instrumentation.

En outre, si on soupçonne une résonance entre le modèle et l'installation d'essai, il est recommandé de faire les mesures sous différentes énergies hydrauliques massiques d'essai (voir 4.3.2).

Chaque fois que cela sera possible, on adoptera l'énergie hydraulique massique correspondant à la similitude de Froude. Pour les grosses machines de faible énergie hydraulique massique, l'influence du nombre de Froude est beaucoup plus importante (voir 2.3.1.5).

4.3.4.2 Niveau de référence pour la cavitation

Si la similitude de Froude ne peut pas être respectée, le champ de vitesse dans le cône d'aspirateur, et par conséquent les fluctuations de pression, seront influencés par le développement de cavitation dans le cône.

Il faut convenir d'un niveau de référence pour la cavitation (voir 2.3.1.5.1). Pour des machines à axe vertical, ce niveau peut être celui de la section côté basse pression de la roue ou en dessous.

4.3.4.3 Conditions de fonctionnement pour l'essai modèle

Les zones d'exploration typiques pour une pompe ou une pompe-turbine sont présentées sur la Figure 95. Pour une turbine Francis ou à hélice, elles sont présentées sur le diagramme $E_{nD} - Q_{nD}$ de la Figure 96.

Pour une turbine, il convient que les points d'essai couvrent au minimum le domaine de fonctionnement spécifié en débit sous une énergie hydraulique massique d'essai constante, au nombre de Thoma rapporté au niveau de référence pour la cavitation défini en 4.3.4.2. A ceci peuvent s'ajouter des explorations complémentaires.

Des essais détaillés à charge partielle et à pleine charge, à des ouvertures du distributeur pour lesquelles des fluctuations remarquables se manifestent, donnent une bonne idée des phénomènes fluctuants avec de petites variations des conditions de fonctionnement. Ces essais consistent en une variation du coefficient d'énergie, gardant constants l'énergie hydraulique massique d'essai, le nombre de Thoma et l'ouverture du distributeur, en une variation du nombre de Thoma, et éventuellement en une variation de l'énergie hydraulique massique d'essai.

Dans un domaine de fonctionnement élargi, de fortes fluctuations de pression peuvent se produire. C'est notamment le cas dans les turbines à l'emballement et dans les pompes-turbines (ou les pompes) dans des conditions de fonctionnement extrêmes (par exemple en mode pompe en rotation inverse).

Moreover, if a resonance between the model and the test installation is suspected, it is recommended to conduct the measurements under different test specific hydraulic energies (see 4.3.2).

Test specific hydraulic energy according to Froude similitude should be adopted whenever it is practical. In the case of large machines with small specific hydraulic energy, the Froude influence is considerably increased (see 2.3.1.5).

4.3.4.2 Cavitation reference level for pressure fluctuation measurements

If Froude similitude cannot be fulfilled, the flow field in the draft tube cone and consequently the pressure fluctuations will be influenced by vapour cavity development.

A cavitation reference level shall be agreed upon (see 2.3.1.5.1). For vertical units, this level can be at or below the low pressure side of the runner / impeller.

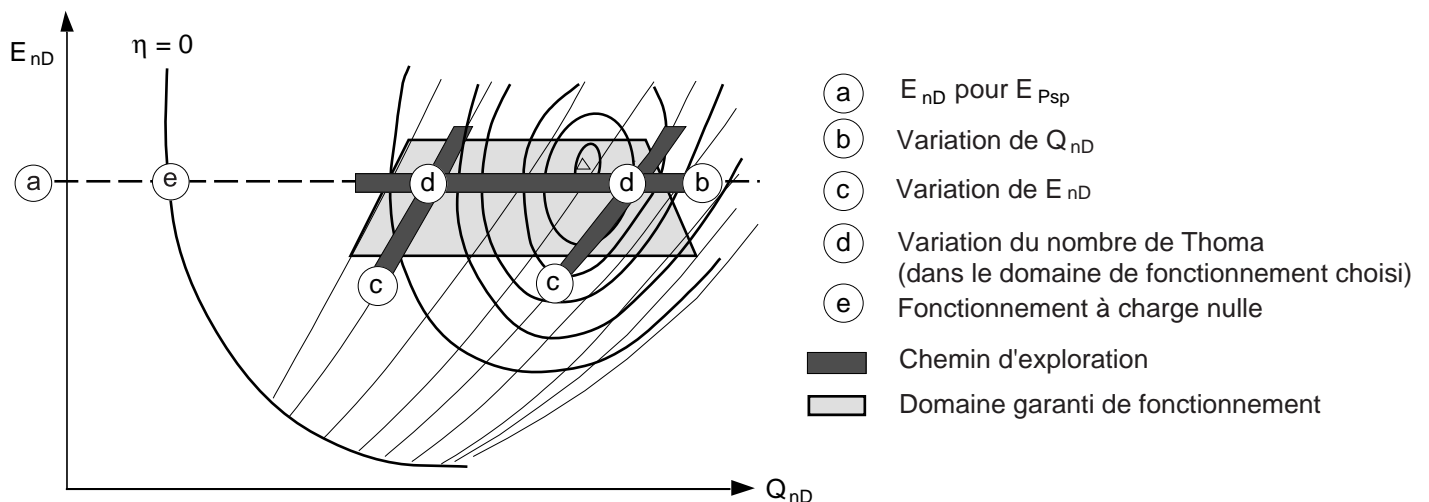
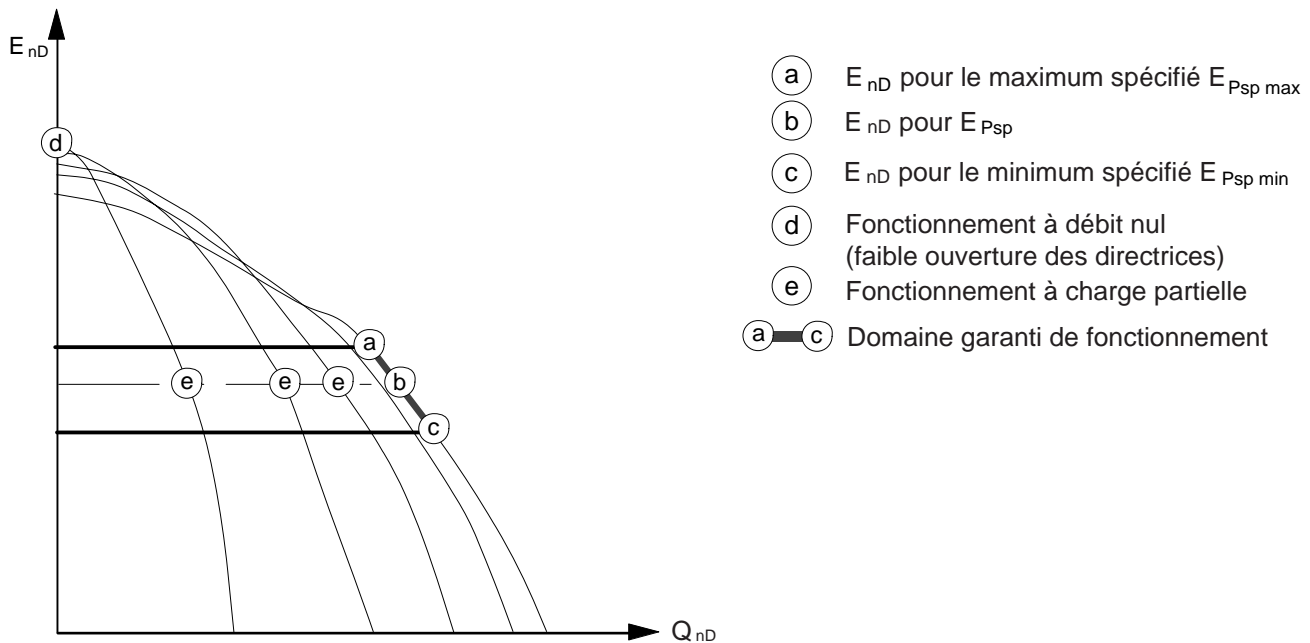
4.3.4.3 Model test operating conditions

Typical exploration paths, ranges of test points, for a pump or a pump turbine are represented in Figure 95 and typical exploration paths for a Francis or propeller turbine are represented on the $E_{nD} - Q_{nD}$ diagram in Figure 96.

In the case of a turbine, the test points should cover at least the specified discharge operating range under a constant test specific hydraulic energy and at the Thoma number related to the cavitation reference level defined in 4.3.4.2. This can be completed by additional explorations.

Detailed tests at part load and at full load, at guide vane openings for which remarkable fluctuations occur, give a fair idea of fluctuation phenomena with slightly different operating conditions. These consist in one variation of energy coefficient with constant test specific hydraulic energy, Thoma number and guide vane opening, one variation of Thoma number and possibly a variation of test specific hydraulic energy.

In the extended operating range, considerable pressure fluctuations can occur. This refers particularly to turbines in runaway conditions and to pump-turbines (or pumps) in extreme operating conditions (for example in reverse rotation pump mode).



Pour des aménagements où l'énergie hydraulique massique varie beaucoup, il est recommandé d'effectuer en outre des essais partiels à différents coefficients d'énergie, aux nombres de Thoma correspondants.

Un tel ensemble de données est souhaitable pour poser un diagnostic correct sur les fluctuations de pression.

4.3.4.4 Admission d'air

L'admission d'air en vue de réduire les fluctuations de pression peut être testée sur modèle réduit. De tels essais ne donnent qu'une idée approximative des effets que l'on peut attendre de l'admission d'air sur le prototype parce que la similitude ne peut être garantie.

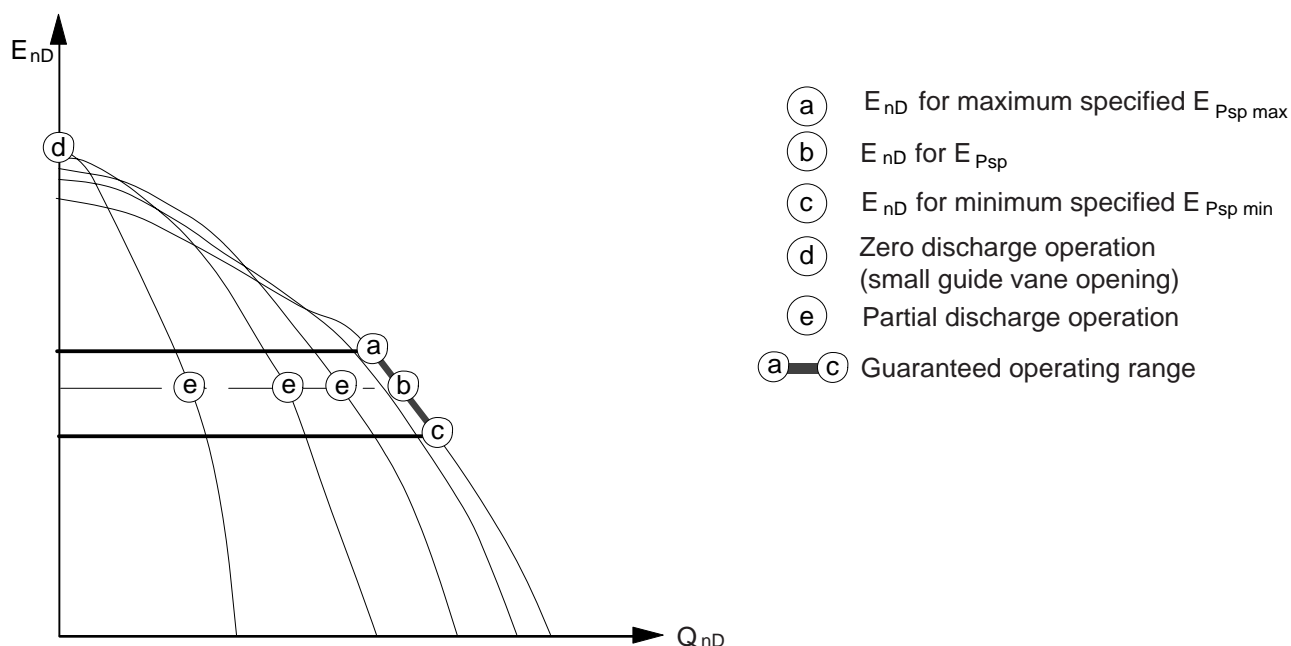


Figure 95 – Pump diagram with exploration paths

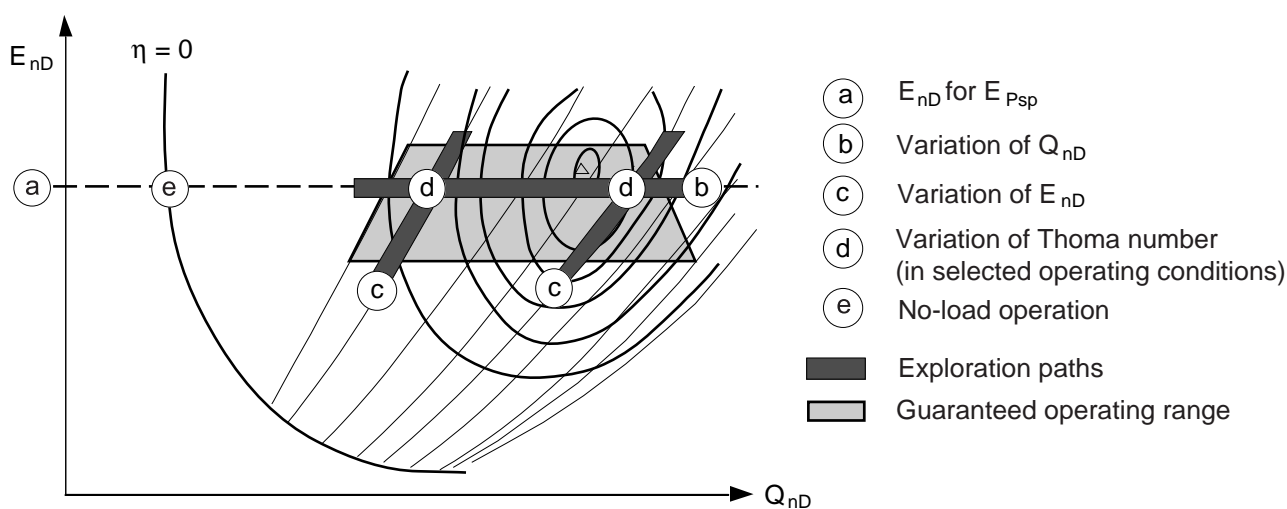


Figure 96 – Turbine hill-chart with exploration paths

For plants with large variations of specific hydraulic energy, tests should also be performed for different energy coefficients, with corresponding values of Thoma number.

This amount of data is desirable for an appropriate diagnosis of pressure fluctuations.

4.3.4.4 Air admission

Air admission for the reduction of pressure fluctuations can be tested on models. Such tests give only an approximate idea of the effects of air admission to be expected on the prototype, because similitude cannot be sufficiently ensured.

4.3.5 Mesures

Pour chaque point d'essai, les mesures fluctuantes sont acquises pendant un temps suffisant pour l'objet des essais, par exemple pour l'investigation des phénomènes à basse fréquence.

Il est recommandé d'observer le développement de la cavitation dans le diffuseur et de relever les formes de la poche de cavitation.

L'acquisition échantillonnée et l'enregistrement doivent être conformes au paragraphe 4.2.

4.3.6 Analyse, présentation et interprétation des résultats

4.3.6.1 Analyse

Selon que les fluctuations de pression sont de nature périodique ou non, il est conseillé de choisir une analyse en fréquence ou en temps.

4.3.6.1.1 Analyse en temps

L'analyse en temps est particulièrement utile pour le traitement de fluctuations aléatoires ou intermittentes (voir Figure 90 à Figure 93). Pour les essais de fluctuation de pression, l'analyse en temps se borne à une estimation de l'écart-type du signal. La comparaison de l'écart-type avec l'estimation de l'amplitude du signal obtenue dans le domaine fréquentiel donne une indication de la partie aléatoire des fluctuations superposée à la partie périodique, tandis que les amplitudes caractéristiques déterminées par des méthodes statistiques donnent une indication des valeurs absolues des fluctuations.

Les signaux peuvent aussi être observés dans le domaine temporel dans un souci de contrôle.

4.3.6.1.2 Analyse en fréquence

Il est recommandé d'effectuer l'analyse en fréquence des fluctuations de pression à l'aide d'un analyseur de Fourier. En utilisant un analyseur multi-canaux, on peut observer les phénomènes périodiques simultanés se manifestant à différentes fréquences et évaluer les déphasages entre canaux. Les analyseurs de Fourier expriment les composantes des spectres en unités techniques.

Les spectres de fréquence peuvent être estimés par une moyenne de transformées de Fourier discrètes calculées sur une succession d'enregistrements temporels. Pour minimiser les pertes d'information dues à la durée finie des enregistrements temporels et restituer une bonne définition des fréquences, il convient d'utiliser des fenêtres de pondération appropriées, telles celles de Hanning ou de Kaiser Bessel.

Les spectres de fréquence obtenus à l'aide des transformées de Fourier discrètes fournissent la meilleure concordance, sur un enregistrement d'une durée donnée, entre les données échantillonnées dans le temps, et une superposition d'ondes sinusoïdales. La durée de l'enregistrement est la même pour toutes les fréquences d'une transformée. Les fréquences supérieures sont donc moyennées sur un plus grand nombre de périodes que les fréquences inférieures. Pour cette raison, la transformée de Fourier discrète ne convient pas pour caractériser des signaux dont le contenu fréquentiel varie avec le temps.

Dans les méthodes de transformées par ondelettes (analyse conjointe en temps et fréquence), la fenêtre temporelle de pondération est une fonction de la fréquence. Le même nombre de périodes est utilisé pour le calcul des coefficients associés à chaque fréquence. Le résultat représente de manière précise le contenu fréquentiel du signal considéré en fonction du temps.

4.3.5 Measurement

For each test point, the fluctuating signal is sampled over a time period, sufficient for the purpose of the test, e.g. investigation of low frequency surges.

Draft tube cavitation should be observed and cavity patterns should be recorded.

Sampling and recording of signals shall comply with subclause 4.2.

4.3.6 Analysis, presentation and interpretation of results

4.3.6.1 Analysis

According to either the periodic or non-periodic nature of the pressure fluctuations, a frequency domain or a time domain analysis should be chosen.

4.3.6.1.1 Time-domain analysis

Time-domain analysis is mostly useful for processing random and intermittent fluctuations (see Figure 90 to Figure 93). For pressure fluctuation tests, time-domain analysis can be made by determination of the standard deviation of the signal. The comparison of the standard deviation with the frequency-domain estimation of the signal amplitude gives an indication of the random fluctuations superimposed on the periodic signal, while the characteristic amplitude determined by statistical methods gives an indication of the absolute magnitude of fluctuations.

The signals can be viewed in the time-domain also for checking purposes.

4.3.6.1.2 Frequency-domain analysis

Frequency domain analysis of the pressure fluctuations should be done with a Fourier analyzer. By the use of a multi-channel analyzer it is possible to track periodic phenomena simultaneously occurring at different frequencies and to evaluate phase shifts between channels. The Fourier analyzers usually express the magnitude of the spectrum components in engineering units.

Frequency spectra can be estimated by an average of discrete Fourier transforms computed on a succession of time records. In order to minimize leakage effects due to the finite time records and to preserve a good definition of frequencies appropriate weighting windows, such as Hanning or Kaiser-Bessel, should be used.

Frequency spectra obtained by the discrete Fourier transforms provide the best fit, over a given time record, between the sampled time domain data and superposition of sine waves. The time record length is the same for all frequencies within a transform. Higher frequencies are thus averaged over a greater number of periods than low frequencies. For this reason, the discrete Fourier transform is not suitable for the characterization of signals with a time-varying frequency content.

In wavelet / joint time frequency methods, the time weighting window is a function of frequency. The same number of periods is used for the computation of all frequency coefficients. The result accurately represents the frequency content of the signal of interest as a function of time.

4.3.6.1.3 Fréquences et pressions non dimensionnelles

Les fréquences des fluctuations de pression sont rendues non dimensionnelles en les rapportant à la fréquence de rotation n de la roue.

$$\text{Coefficient de fréquence: } f_n = \frac{f}{n}$$

Les amplitudes des fluctuations de pression sont rendues non dimensionnelles en les rapportant à la pression p_E caractéristique de l'énergie hydraulique massique d'essai.

$$\text{Facteur de fluctuation de pression: } \tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$$

4.3.6.2 Présentation et interprétation des fluctuations de pression

4.3.6.2.1 Généralités

Il est conseillé de représenter les grandeurs fluctuantes sous forme non dimensionnelle (f_n, \tilde{p}_E) en fonction d'un paramètre d'essai de manière à mettre en évidence une information globale sur les fluctuations de pression que l'on peut attendre sur le prototype dans les conditions de fonctionnement explorées. Le paramètre d'essai peut être:

- a) le coefficient ou le facteur de débit;
- b) le coefficient d'énergie ou le facteur de vitesse;
- c) le nombre de Thoma;
- d) l'énergie hydraulique massique d'essai;
- e) la quantité d'air admise ou d'autres paramètres.

L'analyse et la présentation des signaux relatifs aux pressions mesurées p_1 , p_2 et p_3 (voir Figure 94) sont fortement recommandées.

Les diagrammes présentés ci-dessous donnent des exemples de présentation des résultats.

4.3.6.2.2 Diagramme en cascade

Le diagramme en cascade de la Figure 97 présente les spectres fréquence-amplitude en fonction du paramètre d'essai choisi dans une représentation axonométrique. Cette représentation permet une perception rapide de toutes les fluctuations de pression dans la gamme de fréquences et le domaine de fonctionnement considérés.

4.3.6.2.3 Diagramme résumé

Le diagramme résumé de la Figure 98 représente les données tirées de l'analyse spectrale relatives à la fréquence dominante pour chaque canal de mesure, en fonction du paramètre d'essai choisi, en représentations bidimensionnelles.

La fréquence dominante est la fréquence associée à la plus grande amplitude relevée sur le spectre du signal considéré dans la bande de fréquence d'intérêt.

Le diagramme résumé précise:

- la fréquence dominante;
- le déphasage par rapport au signal de référence, à la fréquence dominante;
- l'amplitude bande étroite à la fréquence dominante;
- l'amplitude large bande.

4.3.6.1.3 Non-dimensional frequencies and pressures

Pressure fluctuation frequencies are made non-dimensional by the runner/impeller rotational frequency n .

$$\text{Frequency coefficient } f_n = \frac{f}{n}$$

Pressure fluctuation amplitudes are made non-dimensional by the pressure p_E representative of the test specific hydraulic energy.

$$\text{Pressure fluctuation factor } \tilde{p}_E = \frac{\tilde{p}}{\rho E}$$

4.3.6.2 Presentation and interpretation of pressure fluctuations

4.3.6.2.1 General

The oscillatory data represented in non-dimensional terms (f_n, \tilde{p}_E) should be presented versus a test parameter so as to provide a global information on the pressure fluctuations to be expected on the prototype in the investigated operating conditions. The test parameter can be:

- a) discharge coefficient or factor;
- b) energy coefficient or speed factor;
- c) Thoma number;
- d) test specific hydraulic energy;
- e) air flow-rate or other.

The analysis and presentation of measured pressure signals p_1 , p_2 and p_3 (see Figure 94) are strongly recommended.

The diagrams below give examples of presentation of results.

4.3.6.2.2 Waterfall diagram

The waterfall diagram in Figure 97 presents amplitude-frequency spectra as a function of the selected test parameter in a 3-D style display. It provides a fast overview of all pressure fluctuations in the considered frequency band and operating range.

4.3.6.2.3 Summarized diagram

The summarized diagram in Figure 98 presents spectral data associated with the dominant frequency for each measurement channel as functions of the selected test parameter in 2-D displays.

The dominant frequency is that associated with the maximum spectral amplitude of the signal channel in the frequency band of interest.

The summarized diagram indicates:

- the dominant frequency;
- the phase shift to the reference channel at the dominant frequency;
- the narrow-band amplitude at the dominant frequency;
- the wide-band amplitude.

La valeur efficace de l'amplitude bande étroite est estimée comme la valeur efficace $\tilde{p}_{rms}(f)$ du coefficient de la transformée de Fourier discrète à la fréquence dominante. La valeur efficace de l'amplitude large bande est estimée par l'écart type \tilde{p}_{eff} du signal en temps.

On peut tracer, dans des diagrammes $E_{nD}-Q_{nD}$ ou $n_{ED}-Q_{ED}$, des courbes d'égale amplitude des fluctuations de pression à condition d'avoir exploré un nombre suffisant de parcours (voir Figure 96).

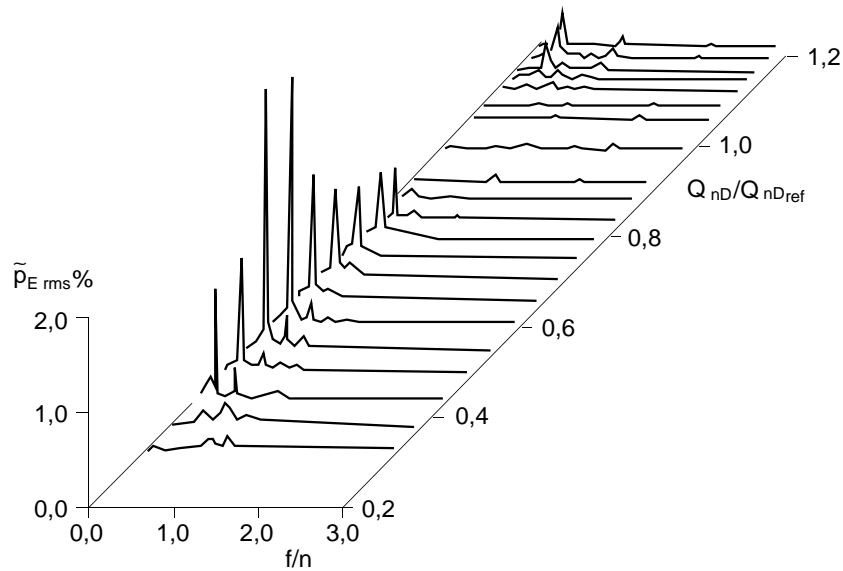


Figure 97 – Exemple d'un diagramme en cascade des fluctuations de pression dans le diffuseur d'une turbine Francis dans la zone d'exploration (b) de la Figure 96, transducteur p_1

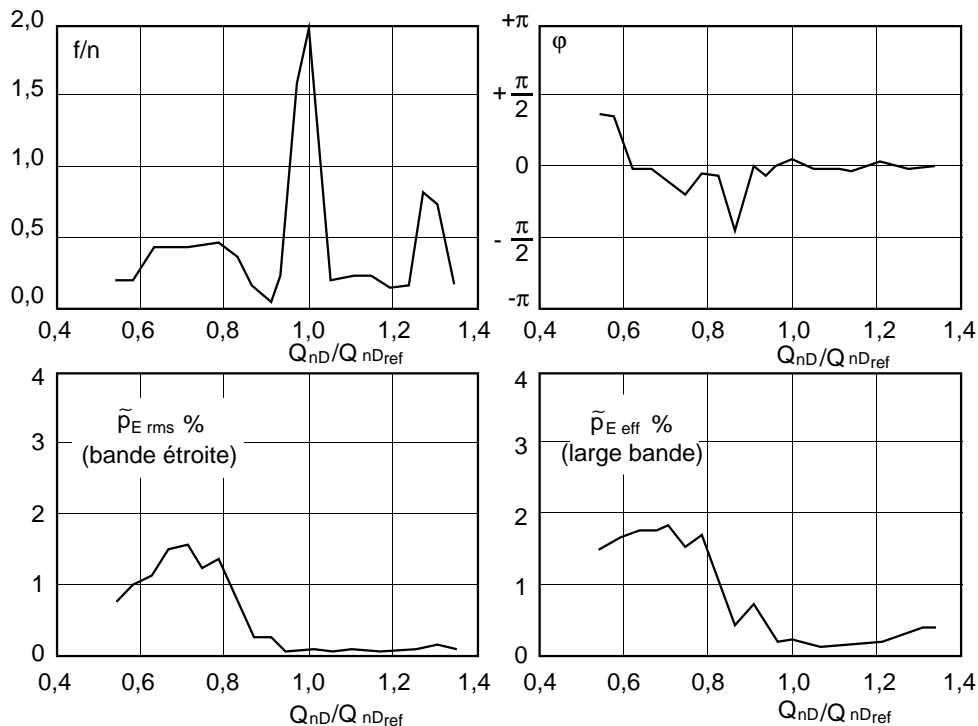


Figure 98 – Exemple de diagramme résumé des fluctuations de pression dans le diffuseur d'une turbine Francis dans la zone d'exploration (b) de la Figure 96, transducteur p_2

The narrow-band effective amplitude is estimated as the effective magnitude, $\tilde{p}_{rms}(f)$ of the discrete Fourier transform coefficient at the dominant frequency. The wide-band effective amplitude is estimated as the standard deviation, \tilde{p}_{eff} of the time signal.

Iso-amplitude curves of the pressure fluctuations can be drawn in the E_{nD} - Q_{nD} or η_{ED} - Q_{ED} diagrams, provided that a sufficient number of paths have been explored, see Figure 96.

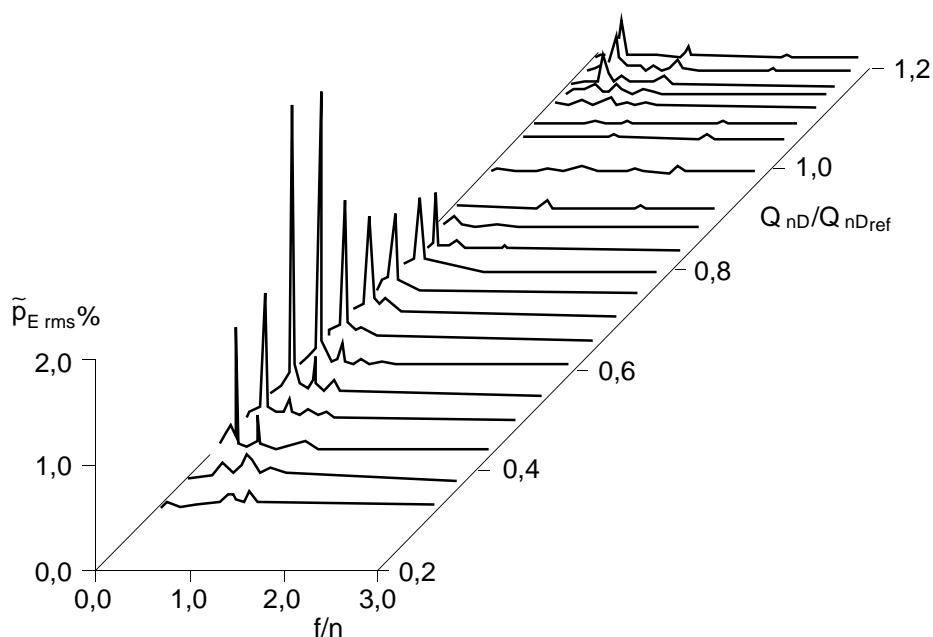


Figure 97 – Example of waterfall diagram of pressure fluctuations in the draft tube of a Francis turbine for path (b) of Figure 96, transducer p_1

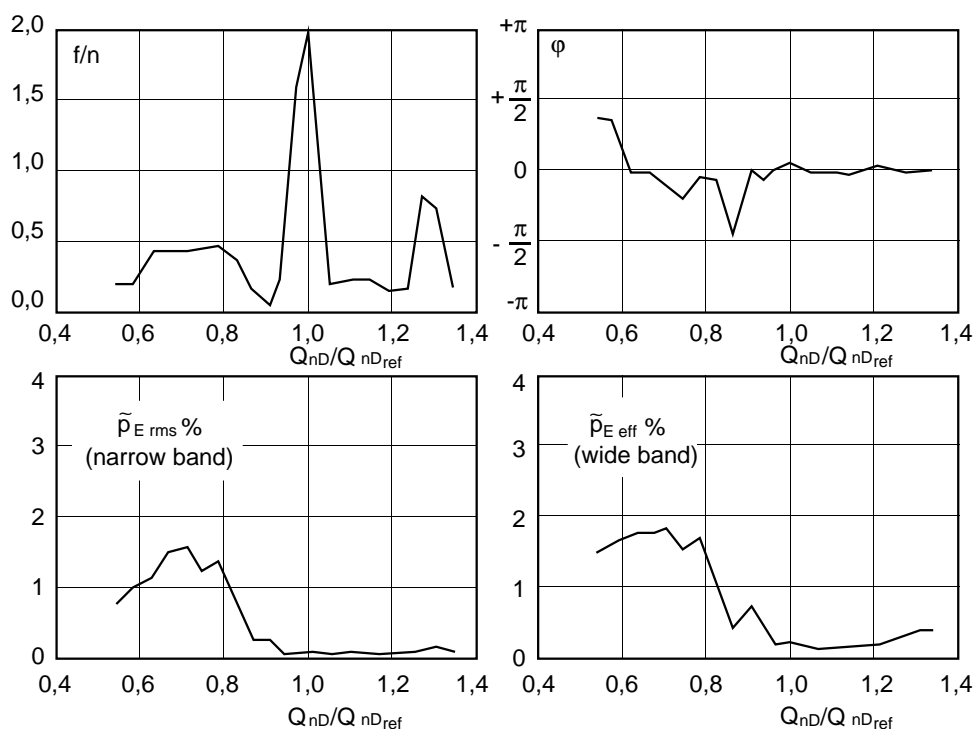
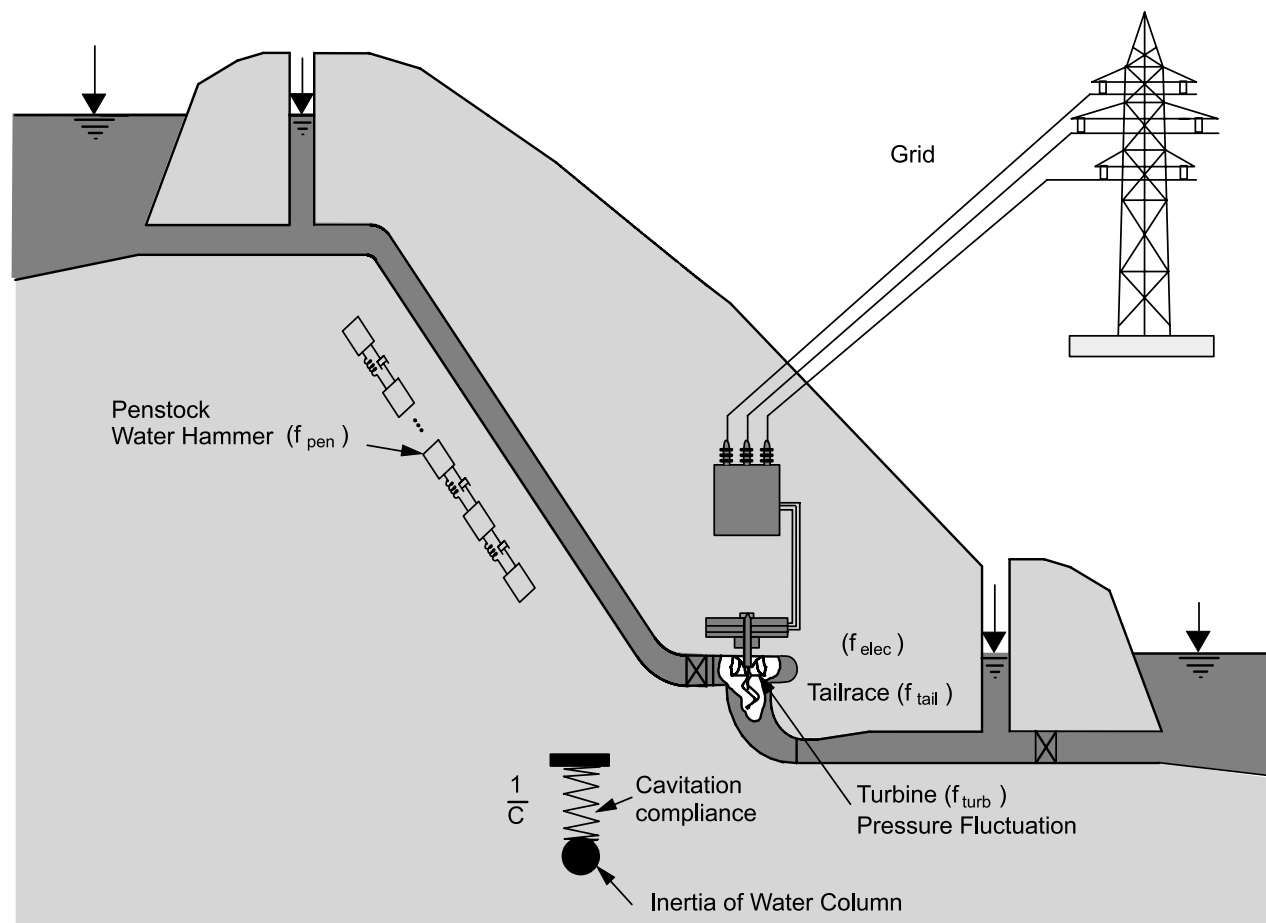


Figure 98 – Example of summarized diagram of pressure fluctuations in the draft tube of a Francis turbine for path (b) of Figure 96, transducer p_2

4.3.7 Transposition to prototype

4.3.7.1 Pressure fluctuation amplitudes

In favourable conditions for the model tests (see 4.3.1.2) and in case that no significant interaction with the external system is present, pressure fluctuation amplitudes are fairly well transposable from the model to the prototype.



f_{turb} fluctuation frequency of the hydraulic machine;

f_{pen} natural frequency of the penstock;

f_{tail} natural frequency of the tailrace;

f_{elec} natural frequency of the electric machine

Figure 99 – Interaction of the external systems on the machine pressure fluctuations

When any interaction with external systems exists, the prediction of prototype pressure fluctuation amplitudes requires a dynamic response analysis of the full-size machine layout, including water conduits, manifold, gate chambers, tailrace tunnels etc. Due to the complexity of the prototype plant configuration, it is practically very difficult to make such analysis on a comprehensive numerical model including all relevant system components as outlined in Figure 99.

As a part of such analysis, it is only possible to check the occurrence of resonance by comparing the dominant frequency of the pressure fluctuations with the natural frequency of each of the following external system components:

- penstock;
- tailrace;
- electrical layout.

Lorsqu'on suspecte une quelconque résonance avec le système extérieur, la prédiction des amplitudes de fluctuation de pression du prototype ne fait pas partie du dépouillement des mesures de fluctuations de pression sur modèle.

4.3.7.2 Fréquences des fluctuations

Le coefficient de fréquence défini en 4.3.6.1.3 est transposable du modèle au prototype pour:

- a) les fluctuations de pression liées aux forces d'inertie dans l'écoulement en sortie de roue, telle la précession de la torche;
- b) les oscillations libres de la colonne liquide dans le diffuseur contre le volume gazeux dû à la cavitation ou à l'injection d'air, le cas échéant;
- c) les fluctuations de pression dues à l'interaction entre les aubes de la roue et les aubes directrices.

4.3.7.3 Amplitude de l'excitation

L'amplitude des fluctuations de pression est dans le même rapport d'échelle que la pression associée à l'énergie hydraulique massique de la machine. Ceci n'est vrai qu'à l'émission des perturbations. Les ondes de pression se propagent dans le système de conduites et y sont réfléchies, et les amplitudes sont fortement influencées par les ondes stationnaires. La similitude des amplitudes de pression est ainsi perdue dans le cas d'interaction dynamique avec le circuit hydraulique.

L'amplitude de l'excitation peut être déterminée plus correctement en évaluant la puissance hydro-acoustique active associée à l'oscillation hydraulique. Dans une section droite donnée, cette puissance est définie par le produit des fluctuations de pression instantanées par les fluctuations de débit instantanées. Pratiquement, elle est déterminée par les mesures de p_3 et p_6 , voir réf. [28] à l'annexe P. Comme la puissance hydro-acoustique active est indépendante des ondes stationnaires dans les conduites, elle caractérise la puissance de la perturbation émise soit par la machine (valeur positive) soit par le circuit d'essai (valeur négative).

4.3.7.4 Fréquence propre de la colonne d'eau du diffuseur

La stabilité de fonctionnement d'une turbine à réaction dont la roue est à pales fixes dépend beaucoup de la valeur de la fréquence propre du diffuseur par rapport au domaine de fréquences des fluctuations de pression. La physique liée à la fréquence propre du diffuseur est complexe et fait l'objet de recherches.

La fréquence propre f_0 d'un diffuseur peut être considérée de manière conceptuelle comme la fréquence de l'oscillation libre de la colonne d'eau contre le volume gazeux élastique dû soit à la cavitation, soit à l'injection d'air éventuelle.

Ainsi, la fréquence propre f_0 est évaluée par la formule suivante:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{\frac{-\partial V_{vap}}{\partial NPSE} \int \frac{dL}{A}}} \quad ^1)$$

où

V_{vap} est le volume de la cavité gazeuse dans le diffuseur, et

$\int dL/A$ est le rapport de la longueur à l'aire de la section droite, intégrée le long de l'axe du diffuseur où la colonne liquide se comporte comme une inertie contre le volume gazeux élastique.

¹⁾ Le terme $\frac{-\partial V_{vap}}{\partial NPSE}$ est appelé « élasticité de cavitation » du diffuseur.

In case that any resonance with the external system is anticipated, the prediction of the prototype pressure fluctuation amplitudes is not included in the processing of model test pressure fluctuation measurements.

4.3.7.2 Fluctuation frequencies

The frequency coefficient defined in 4.3.6.1.3 is transposable from model to prototype for:

- a) pressure fluctuations due to inertial forces within the runner outlet flow, such as the precession of the swirl;
- b) free oscillations of the water plug in the draft tube against the gaseous volume due to either cavitation or air injection, if any;
- c) pressure fluctuations due to the interaction of runner/impeller blades and guide vanes.

4.3.7.3 Excitation magnitude

The magnitude of pressure fluctuations has the same scale ratio as the pressure associated with the turbine specific hydraulic energy. This is true only at the emission of disturbances. Pressure waves propagate in the piping system, are reflected, and the observed amplitudes are strongly influenced by standing waves. The similitude of pressure amplitudes is lost in case of dynamic interaction with the hydraulic circuit.

The excitation magnitude can be more adequately determined by the estimation of the active hydro-acoustic power associated with the hydraulic oscillation. This power is defined for a given cross-section as the product of the instantaneous pressure fluctuations with the instantaneous discharge fluctuations. It is practically determined from the measurements of p_3 and p_6 , see ref. [28] in Annex P. As the active hydro-acoustic power is not influenced by standing waves in the water conduit, it characterizes the power of the disturbance emission either from the machine (positive value) or from the test rig conduit (negative value).

4.3.7.4 Natural frequency of the draft tube water column

The stability of operation of a fixed runner blade reaction turbine is strongly dependent on the value of the draft tube natural frequency with respect to the frequency range of the pressure fluctuations. The physics related to the natural frequency of a draft tube is complex and under research.

The natural frequency of a draft tube f_0 can be conceptually considered as the frequency of the free oscillation of the water column against the elastic gaseous volume due to either cavitation or air injection, if any.

Then, the draft tube natural frequency f_0 is estimated by the following formula:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{\frac{-\partial V_{\text{vap}}}{\partial \text{NPSE}} \int \frac{dL}{A}}} \quad ^1)$$

where

V_{vap} is the gas cavity volume in the draft tube, and

$\int dL/A$ is the ratio of length to cross-sectional area, integrated along the draft tube center line over the domain where the water column behaves as an inertia mass against the elastic gaseous volume.

¹⁾ The term $\frac{-\partial V_{\text{vap}}}{\partial \text{NPSE}}$ is called the "cavitation compliance" of the draft tube.

Par conséquent, la fréquence propre du diffuseur dépend des paramètres de fonctionnement suivants:

- débit relatif $\frac{Q_{nD}}{Q_{nDref}}$;
- nombre de Thoma;
- nombre de Froude;
- débit d'air injecté.

Si on peut identifier la fréquence propre du diffuseur du modèle par une méthode telle que celles décrites ci-après, on peut alors évaluer si une résonance est susceptible de se produire en chaque point de fonctionnement convenu le long d'un parcours d'exploration en comparant cette fréquence propre au domaine de fréquences d'excitation.

La fréquence f_0 peut être déterminée indirectement par la méthode suivante:

Dans une section donnée, les oscillations libres dans le diffuseur sont caractérisées par des fluctuations de pression de même phase. On peut alors identifier les fréquences correspondantes à l'aide d'au moins deux transducteurs de pression, par exemple p_1 et p_2 , et vérifier si une de ces fréquences est modifiée lorsque le volume de la cavité varie avec le débit. A partir de l'expression analytique de f_0 , on peut voir que la fréquence propre du diffuseur décroît lors de l'apparition et de la croissance de la cavité. De plus, il peut apparaître une résonance qui entraîne l'amplification des fluctuations de pression soit à la fréquence de précession de la torche, soit à son premier harmonique; cette résonance peut alors aider à identifier f_0 .

Un exemple de l'influence du coefficient de débit sur la fréquence propre du diffuseur du modèle d'une turbine Francis à charge partielle est montré sur la Figure 100. Parfois, la courbe de f_0 coupe la courbe de la fréquence de précession de la torche, ce qui indique un risque de résonance.

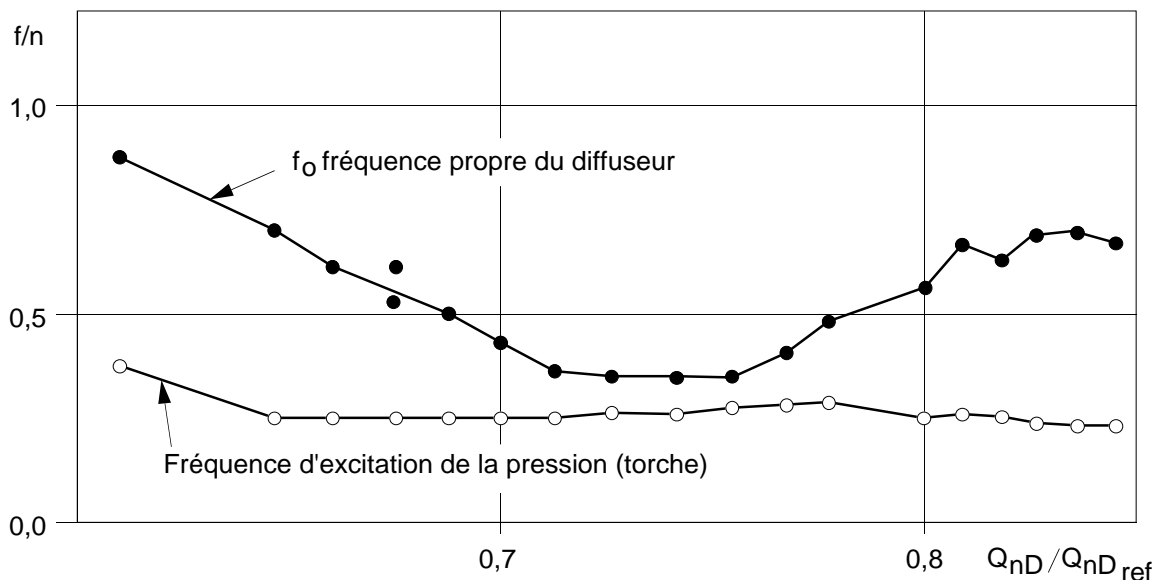


Figure 100 – Exemple de l'influence du coefficient de débit sur la fréquence propre du diffuseur du modèle d'une turbine Francis

Consequently, the draft tube natural frequency depends on the following operating parameters:

- discharge ratio $\frac{Q_{nD}}{Q_{nDref}}$;
- Thoma number;
- Froude number;
- injected air flowrate.

If it is possible to identify the draft tube natural frequency of the model by a method as described below, the possibility of the occurrence of resonance can be evaluated for each agreed operating point along the exploration path by comparing it to the frequency range of the pressure excitations.

f_0 can be identified by an indirect method according to the following procedure:

In a given cross-section, the free oscillations of the draft tube are characterized by pressure fluctuations of a same phase. It is then possible to identify the corresponding frequencies from at least 2 pressure transducers, e.g. p_1 and p_2 , and to check if one of those frequencies is affected by any variation of the cavity volume with the discharge. From the analytical expression of f_0 , it can be seen that the draft tube natural frequency value is decreased with the onset and the growth of the cavity volume. Moreover, resonance can occur, which leads to the amplification of the pressure fluctuations either at the swirl precession frequency or at its first harmonic and, then, this resonance can help in identifying f_0 .

An example of the influence of the discharge coefficient on the natural frequency of a model Francis turbine draft tube is shown in Figure 100 at part load. Sometimes the f_0 curve intersects the frequency curve of the swirl precession which corresponds to a resonance risk.

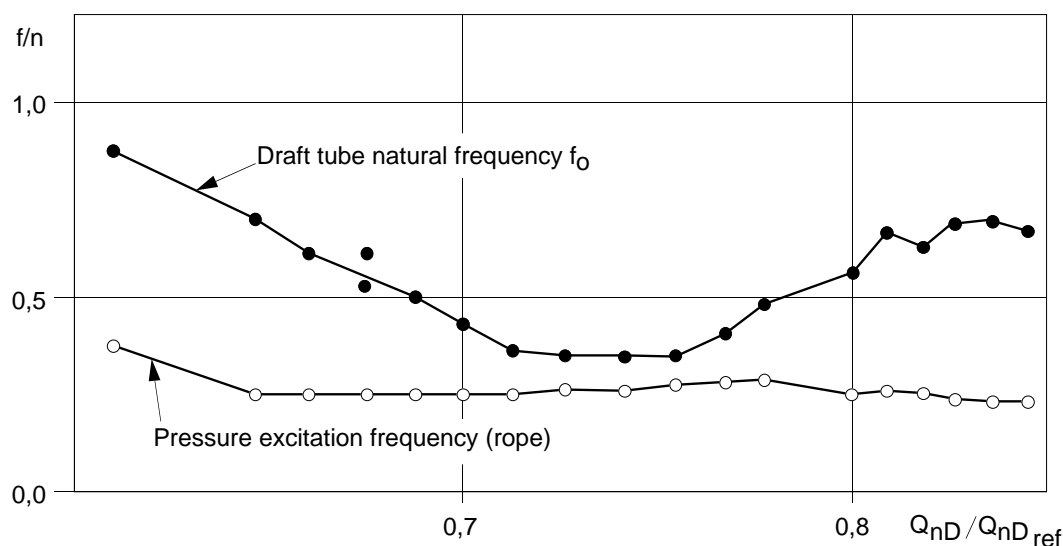


Figure 100 – Example of discharge coefficient influence on the natural frequency of a model Francis turbine draft tube

En cas de doute, on peut obtenir confirmation de cette identification en faisant varier les paramètres d'essai suivants:

- le nombre de Thoma (la diminution du nombre de Thoma entraîne l'augmentation du volume de la cavité et donc une diminution de f_0);
- le nombre de Froude, par variation de l'énergie hydraulique massique d'essai (la diminution du nombre de Froude entraîne l'augmentation du volume de la cavité et donc une diminution de f_0).

Deux autres méthodes peuvent aussi être utilisées pour déterminer f_0 , mais toutes deux nécessitent un temps de mesure supérieur et l'emploi de dispositifs spécifiques. Elles consistent à:

- exciter le diffuseur à l'aide d'un dispositif spécifique qui crée une fluctuation de la pression extérieure, et analyser la réponse fréquentielle des transducteurs de pression;
- mesurer les différents volumes de la cavité dans le diffuseur lorsqu'on fait varier le coefficient de débit Q_{nd} et la valeur du nombre de Thoma, afin d'estimer la fréquence à l'aide de l'expression analytique de f_0 .

Si les similitudes de Thoma et de Froude sont respectées, la fréquence propre du diffuseur peut être transposée du modèle au prototype comme suit:

$$\frac{f_{0M}}{f_{0P}} = \frac{n_M}{n_P} = \frac{D_P}{D_M} \sqrt{\frac{E_M}{E_P}}$$

4.3.8 Incertitude

L'incertitude sur les fluctuations de pression mesurées sur le modèle est influencée par les facteurs suivants:

- a) incertitude propre à l'instrumentation;
- b) interaction avec le circuit d'essai;
- c) interaction avec la machine électrique.

Dans de bonnes conditions de mesure, on peut déterminer les fluctuations de pression sur le modèle avec les incertitudes suivantes:

- a) amplitude: $\pm 10 \%$
- b) fréquence dominante: $\pm 2 \%$ de la fréquence de rotation du modèle;
- c) différence de phase: $\pm 10^\circ$.

La transposition des valeurs du modèle au prototype peut donner lieu à des erreurs dues aux facteurs suivants:

- a) non-respect de la similitude de Froude;
- b) interaction avec les conduites;
- c) interaction avec la machine électrique.

Lorsque les facteurs ci-dessus ont une influence significative, il est difficile d'estimer avec précision les valeurs relatives au prototype. Par contre, dans des conditions favorables, on peut s'attendre à ce que les valeurs prédites pour le prototype soient affectées des incertitudes suivantes:

- a) amplitude: $\pm 30 \%$;
- b) fréquence dominante: $\pm 5 \%$ de la fréquence de rotation du prototype;
- c) différence de phase: $\pm 30^\circ$.

In case of doubt, a confirmation of this identification can be obtained by varying the following test parameters:

- the Thoma number (decreasing the Thoma number increases the volume of the cavity and leads to a decrease of f_0);
- the Froude number by varying the test specific hydraulic energy (decreasing the Froude number increases the volume of the cavity and leads to a decrease of f_0).

Two other ways can be also used for the determination of f_0 but they both involve more measuring time and the use of specific systems. They consist in:

- exciting the draft tube with a specific system which forces an external pressure fluctuation, and analyzing the frequency response of the pressure transducers;
- measuring the various volumes of cavity in the draft tube when varying operating discharge coefficient Q_{nD} and Thoma number value in order to estimate the frequency value with the analytical expression of f_0 .

If the Thoma similitude and Froude similitude are fulfilled, the natural frequency of the draft tube can be transposed from the model to the prototype as follows:

$$\frac{f_{0M}}{f_{0P}} = \frac{n_M}{n_P} = \frac{D_P}{D_M} \sqrt{\frac{E_M}{E_P}}$$

4.3.8 Uncertainties

The uncertainty of the pressure fluctuation measured on the model is influenced by the following factors:

- a) uncertainty of the instrumentation;
- b) interaction with the test circuit;
- c) interaction with the electric machine.

With good measurement conditions, it is possible to determine the pressure fluctuation of the model with uncertainties as shown below.

- a) amplitude: ± 10 %;
- b) dominant frequency: ± 2 % of the model rotation frequency;
- c) phase difference: $\pm 10^\circ$.

Conversion from model to prototype value can involve error caused by the following factors:

- a) deviation in Froude similitude;
- b) interaction with water conduit;
- c) interaction with the electric machine.

In case that significant influence caused by the above factors is involved, it is difficult to estimate the prototype values accurately. On the contrary, with favourable conditions, the uncertainties of the predicted values for the prototype are expected to be as follows:

- a) amplitude: ± 30 %;
- b) dominant frequency: ± 5 % of the prototype rotation frequency;
- c) phase difference: $\pm 30^\circ$.

4.4 Fluctuations de couple sur l'arbre

4.4.1 Généralités

Les fluctuations de couple dans les machines hydrauliques peuvent être provoquées par:

- a) des variations des forces de pression sur l'aubage de la roue;
- b) des variations des forces électromagnétiques agissant sur le moteur/générateur.

Les observations des fluctuations de couple ne sont prises en compte que comme un complément au traitement des fluctuations de pression (voir 4.3). Des fluctuations de couple induites par la régulation de la machine électrique peuvent se manifester; elles doivent alors pouvoir être identifiées comme telles.

4.4.2 Recommandations pour les mesures

Le transducteur de couple doit être monté sur l'arbre, entre le moteur/générateur et la roue. Voir aussi 4.5 et la Figure 49 du paragraphe 3.6.4. Sa bande passante doit couvrir le domaine de fréquence désiré (voir 4.3.1.1).

Ni les systèmes de régulation de vitesse et de transmission de puissance du banc d'essai, ni la fréquence propre de torsion de l'arbre du modèle ne doivent contribuer de façon significative aux variations de couple sur l'arbre dans la bande de fréquence intéressée.

4.4.3 Analyse des résultats d'essais sur modèle

Les fluctuations de couple sont traitées et présentées de manière analogue aux fluctuations de pression (voir 4.3.6). Les amplitudes sont rendues non dimensionnelles de la même manière que pour les coefficients ou les facteurs de couple (voir 1.3.3.13.1 et 1.3.3.13.3). Elles sont exprimées en valeurs relatives. La référence peut être le coefficient ou le facteur de couple au point de meilleur rendement ou à pleine charge.

Si aucune influence dynamique ne provient du moteur/générateur à la fréquence considérée, les amplitudes des fluctuations de couple représentent l'action globale des forces de pression sur la roue.

4.4.4 Transposition au prototype

Les fréquences des fluctuations de couple sont transposables au prototype si:

- a) ce sont les mêmes que les fréquences des fluctuations de pression;
- b) il n'y a aucune influence dynamique du moteur/générateur à la fréquence considérée.

Les essais sur modèle de machines hydrauliques ne peuvent pas reproduire les amplitudes des fluctuations de couple du prototype tant qu'elles dépendent de manière significative de conditions limites non semblables: circuit électrique, assemblage mécanique et circuit hydraulique.

En particulier, les fluctuations de couple mesurées à l'emballement ou en fonctionnement en compensateur de phase ne sont pas pertinentes si l'action du système de régulation du modèle est clairement prépondérante.

4.4 Shaft torque fluctuations

4.4.1 General

Fluctuations of shaft torque in hydraulic machines can be induced by:

- a) variations of the pressure forces acting on the runner/impeller blades;
- b) variations of the electro-magnetic forces acting on the generator/motor.

Observations of torque fluctuations are considered only as an extension to the processing of pressure fluctuations (see subclause 4.3). Torque fluctuations induced by the electric machine governing system can occur and shall be identified as such.

4.4.2 Recommendations for measurement

The torque transducer shall be mounted on the shaft between the generator/motor and the runner/impeller. See also subclause 4.5 and Figure 49 in subclause 3.6.4. Its frequency band shall cover the range of relevant frequencies (see 4.3.1.1).

Neither the speed governing system and power transmission of the test rig, nor the torsional natural frequency of model shaft shall produce significant contributions to shaft torque variation within the frequency band of interest.

4.4.3 Analysis of model test results

Torque fluctuations are processed and displayed in the same way as pressure fluctuations (see 4.3.6). Amplitudes are made non-dimensional as for torque factors or coefficients (see 1.3.3.13.1 and 1.3.3.13.3). They are expressed in relative values. The reference can be the best efficiency or full load torque factor (or coefficient).

If there is no dynamic influence from the generator/motor at the frequency of interest, torque fluctuation amplitudes represent the global action of fluctuating pressure forces acting on the runner.

4.4.4 Transposition to prototype

Torque fluctuation frequencies are transposable to the prototype if:

- a) they are the same as the pressure fluctuation frequencies;
- b) there is no dynamic influence from the generator/motor at the frequency of interest.

Model tests of a hydraulic machine will not reproduce the amplitudes of torque fluctuations on the prototype if they are significantly influenced by non-homologous boundary conditions: electric circuit, mechanical assembly and hydraulic piping system.

In particular, measured torque fluctuations in runaway or condenser operation are not relevant if the action of the model governing system is clearly dominant.

4.5 Poussées axiale et radiale

4.5.1 Généralités

Ce paragraphe traite de la mesure en régime permanent des forces (poussée) et moments agissant sur la roue des machines hydrauliques.

Dans la majorité des cas, il suffit de mesurer la poussée axiale pendant le programme normal d'essai. Pour la mesure des poussées radiales (forces et moments), des montages spécifiques doivent être réalisés. Certains de ces montages sont présentés ci-dessous, depuis la simple mesure d'une composante (poussée axiale) jusqu'à la mesure des six composantes (l'ensemble des forces et moments agissant sur la roue).

Le mesurage des fluctuations de ces forces axiales et radiales fait partie des méthodes et des dispositifs décrits ci-après. Le traitement des données de ces grandeurs fluctuantes est généralement réalisé de la même façon que pour les fluctuations de pression (voir 4.3.6).

4.5.1.1 But des mesures

Les forces et moments d'origine hydrodynamique font partie de l'ensemble des efforts appliqués aux parties tournantes des machines hydrauliques. D'importants paramètres de conception, comme les efforts appliqués sur les butées, les paliers et les parties bétonnées, les contraintes et déformations de l'arbre, etc., peuvent être calculés et/ou dérivés des mesures sur le modèle.

Le but de ces essais est de déterminer l'intensité et la direction des forces et moments pour différentes conditions de fonctionnement.

4.5.1.2 Définitions

Les forces et moments agissant sur la roue sont définis dans un système cartésien de coordonnées (voir Figure 101).

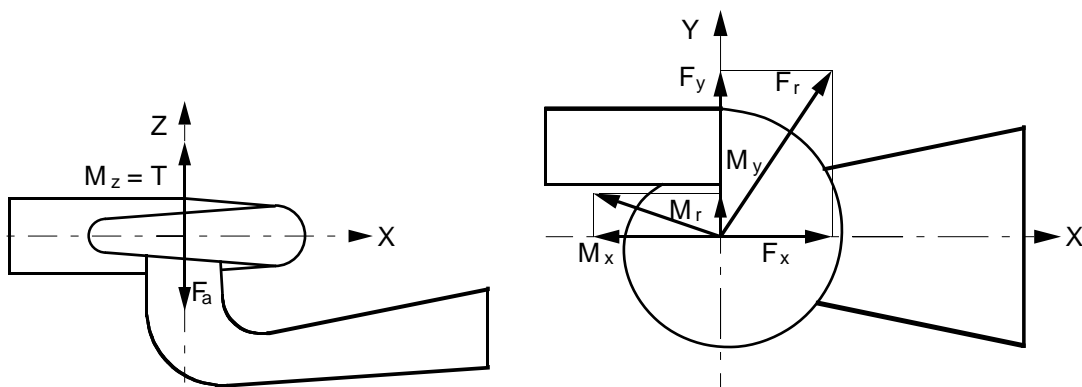


Figure 101 – Définition du système de coordonnées

L'origine des coordonnées est définie par le niveau de référence spécifié en 1.3.3.7.6.

F_x composante suivant Ox de la force radiale;

F_y composante suivant Oy de la force radiale;

F_z force axiale ($-\vec{F}_z = \vec{F}_a$, poussée axiale);

4.5 Axial and radial thrust

4.5.1 General

This subclause deals with steady-state measurement of forces (thrust) and moments acting on the runner/impeller of hydraulic machines.

In most cases it is sufficient to measure only the axial thrust in the course of the regular testing program. For the measurement of radial forces and moments, special arrangements have to be installed. Test arrangements are described below for the measurement of one component (axial thrust) up to the measurement of six components (all forces and moments acting on runner/impeller).

The measurement of the fluctuations of these axial and radial forces is part of the measurement methods and arrangement described later on. The data processing of these fluctuations is generally made in the same way as for pressure fluctuations (see 4.3.6).

4.5.1.1 Purpose of measurements

The forces and moments due to hydrodynamic action are part of the overall load on the rotating part in a hydraulic machine. Important design parameters, such as forces acting on axial and radial bearings and embedded parts, stresses and deflections of the shaft, etc., can be computed and / or derived from model measurements.

The purpose of the measurements is to determine the magnitude and direction of forces and moments as function of the various operating conditions.

4.5.1.2 Definitions

The forces and moments acting on the runner/impeller are defined in a stationary Cartesian system of coordinates (see Figure 101).

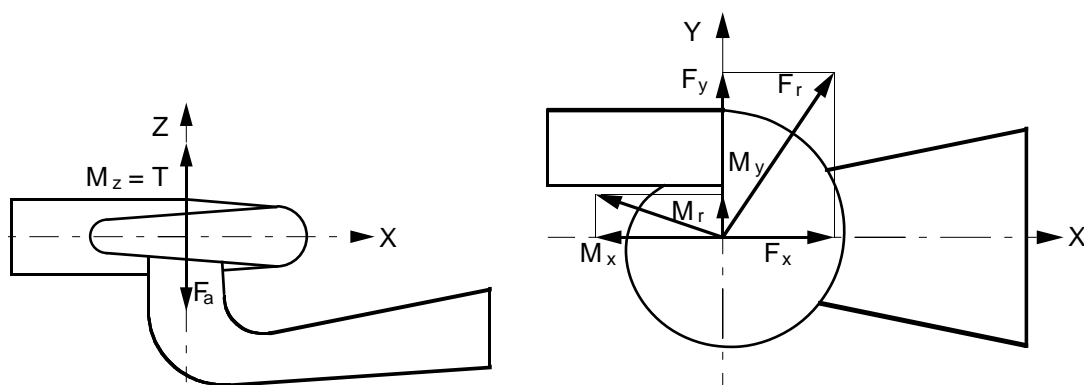


Figure 101 – Definition of coordinate system

The origin of the coordinates is determined by the reference level as specified in 1.3.3.7.6.

F_x radial force, x-component;

F_y radial force, y-component;

F_z axial force ($-\vec{F}_z = \vec{F}_a$ axial thrust);

F_r force radiale ($\vec{F}_r = \vec{F}_x + \vec{F}_y$);

M_x composante suivant Ox du moment;

M_y composante suivant Oy du moment;

M_z composante suivant Oz du moment (= T , couple sur l'arbre);

M_r composante radiale du moment ($\vec{M}_r = \vec{M}_x + \vec{M}_y$).

Les directions angulaires des forces et moments radiaux peuvent être définies dans le système de coordonnées utilisé:

$$\varphi_{Fr} = \arctan \frac{F_y}{F_x} \qquad \varphi_{Mr} = \arctan \frac{M_y}{M_x}$$

4.5.1.3 Effets secondaires

Cet article ne traite que des forces et moments d'origine hydrodynamique occasionnés par l'interaction entre la roue et le fluide d'essai. Il est donc nécessaire de prendre aussi en compte les effets secondaires suivants:

- poids de la roue;
- forces centrifuges;
- effets hydrostatiques (poussée d'Archimède);
- effet hydromécanique dans les labyrinthes;
- forces d'origine mécanique (frottements);
- phénomènes de résonance.

Les paragraphes suivants décrivent dans chaque cas particulier de quelle manière ces effets doivent être pris en compte.

4.5.2 Poussée axiale

4.5.2.1 Programme d'essai

Il est recommandé que l'essai couvre tout le domaine de fonctionnement. Une attention particulière doit être portée aux zones où la poussée axiale maximale est observée ou attendue. L'essai doit être conduit à des points de fonctionnement qui correspondent aux fonctionnements spécifiés du prototype. Le nombre de points d'essai, entre l'énergie hydraulique massique minimale et maximale et le minimum et maximum de débit, doit être suffisant pour bien définir la poussée axiale. Il est recommandé de couvrir un domaine de fonctionnement plus large que celui spécifié par contrat et de tenir compte des effets potentiels de la cavitation sur la poussée axiale.

Outre le domaine normal de fonctionnement, il convient que la poussée axiale soit mesurée pour des fonctionnements ne correspondant pas aux fonctionnements normaux, par exemple:

- à l'emballement;
- en déconjugaison pour les machines à double réglage;
- en des points de fonctionnement correspondant à des fonctionnements transitoires où l'on attend des valeurs importantes de poussée axiale (par exemple, en pompe ou pompe-turbine, le passage du mode pompe au mode turbine à pleine ouverture du distributeur);
- en marche à vide, où peut se produire une inversion de poussée axiale pour les machines axiales.

F_r radial force ($\vec{F}_r = \vec{F}_x + \vec{F}_y$);

M_x moment, x-axis;

M_y moment, y-axis;

M_z moment, z-axis (= shaft torque T);

M_r radial moment ($\vec{M}_r = \vec{M}_x + \vec{M}_y$);

The angles of the radial force and radial moment can be calculated in the defined coordinate system:

$$\varphi_{Fr} = \arctan \frac{F_y}{F_x} \qquad \varphi_{Mr} = \arctan \frac{M_y}{M_x}$$

4.5.1.3 Influencing effects

In this subclause only the forces and moments caused by the hydrodynamic interaction between the runner/impeller and the test fluid are considered. Therefore, forces due to the following effects shall also be taken into account:

- weight of runner/impeller;
- centrifugal forces;
- hydrostatic effects (buoyancy);
- hydrodynamic effects in labyrinth seals;
- mechanical forces (friction);
- resonance effects.

The following subclauses describe how the above effects should be considered in each particular case.

4.5.2 Axial thrust

4.5.2.1 Test program

The test should cover the whole operating range with special attention to the region where the maximum axial thrust occurs or is expected. The test shall be carried out at specified prototype operating conditions. The number of test points between minimum and maximum specific hydraulic energy and from minimum to maximum discharge shall be sufficient to characterize the axial thrust. It is recommended that the test range extend beyond the contractually specified operating range and that the possible influence of cavitation on axial thrust be considered.

In addition to the normal operating range, axial thrust should be measured for off-design conditions such as those listed below:

- runaway conditions;
- off-cam conditions in double regulated machines;
- operating points during transient conditions with expected high axial thrust (e.g. transition from pump to turbine mode at maximum guide vane opening in pumps and pump-turbines);
- no-load conditions which can cause up-thrust in axial machines.

4.5.2.2 Installation de mesure

4.5.2.2.1 Mesure directe

De nombreuses méthodes de mesure ont été développées pour mesurer la poussée axiale sur une roue. Un procédé classique consiste à mesurer la pression d'huile dans une butée hydrostatique, cette pression est corrélée à la force hydraulique agissant sur la roue suivant l'axe de rotation (voir Figure 102).

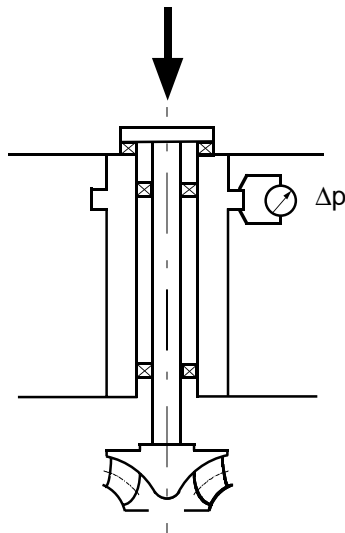


Figure 102 – Dispositif d'essai typique pour le mesurage de la poussée axiale

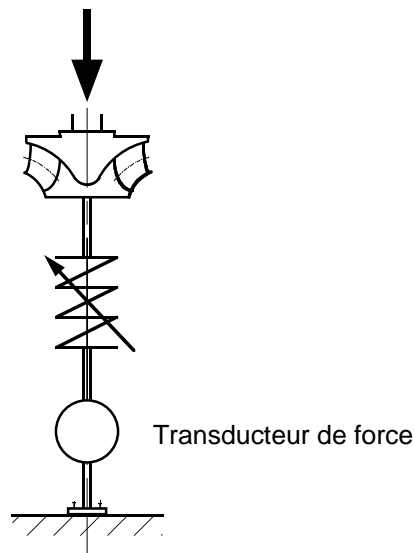


Figure 103 – Dispositif d'étalonnage typique pour le mesurage de la poussée axiale

Un autre procédé consiste à utiliser la déformation des liaisons mécaniques entre la butée axiale et les parties fixes. Cette déformation peut être mesurée en utilisant des jauges de contrainte ou des transducteurs de déplacement inductifs.

La poussée axiale peut également être obtenue par l'intermédiaire d'une balance à six composantes des forces et moments (voir Figure 105 d).

4.5.2.2 Measuring arrangements

4.5.2.2.1 Direct measurement

Numerous arrangements have been developed to measure the axial thrust acting onto a runner/impeller. In a typical testing arrangement the oil pressure within a hydrostatic bearing is measured as a reference quantity related to the hydraulic force acting onto the runner/impeller along its axis of rotation (see Figure 102).

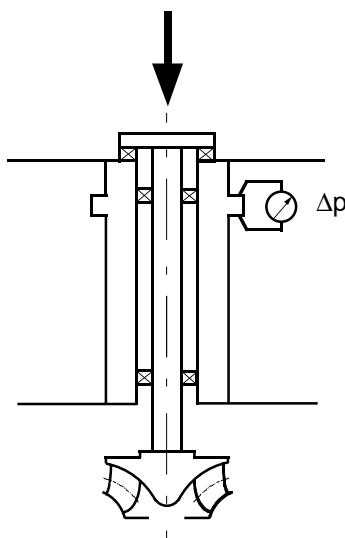


Figure 102 – Typical testing arrangement for axial thrust measurement

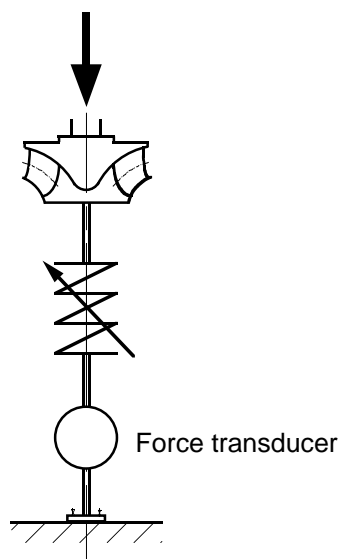


Figure 103 – Typical calibration arrangement for axial thrust measurement

Another typical arrangement uses the deflection of connecting parts between axial bearing and the housing which can be measured by means of strain gauges or inductive distance meters.

The axial thrust can also be determined with a measuring device for all six components of forces and moments (see Figure 105 d).

Suivant le procédé mis en œuvre, les effets secondaires suivants doivent être pris en compte:

- efforts hydrostatiques sur l'arbre;
- viscosité de l'huile;
- forces liées à la pesanteur;
- autres.

4.5.2.2 Détermination indirecte

On peut déterminer la poussée axiale à l'aide d'un nombre suffisant de mesures de pression le long du contour extérieur de la roue, en prenant en compte le calcul de la composante de poussée due à la variation de moment cinétique de l'écoulement. Les prises de pression correspondantes sont indiquées à la Figure 104. Toutes ces pressions doivent être rapportées à une pression de référence, par exemple la pression dans une section de référence de la machine (voir figure 1).

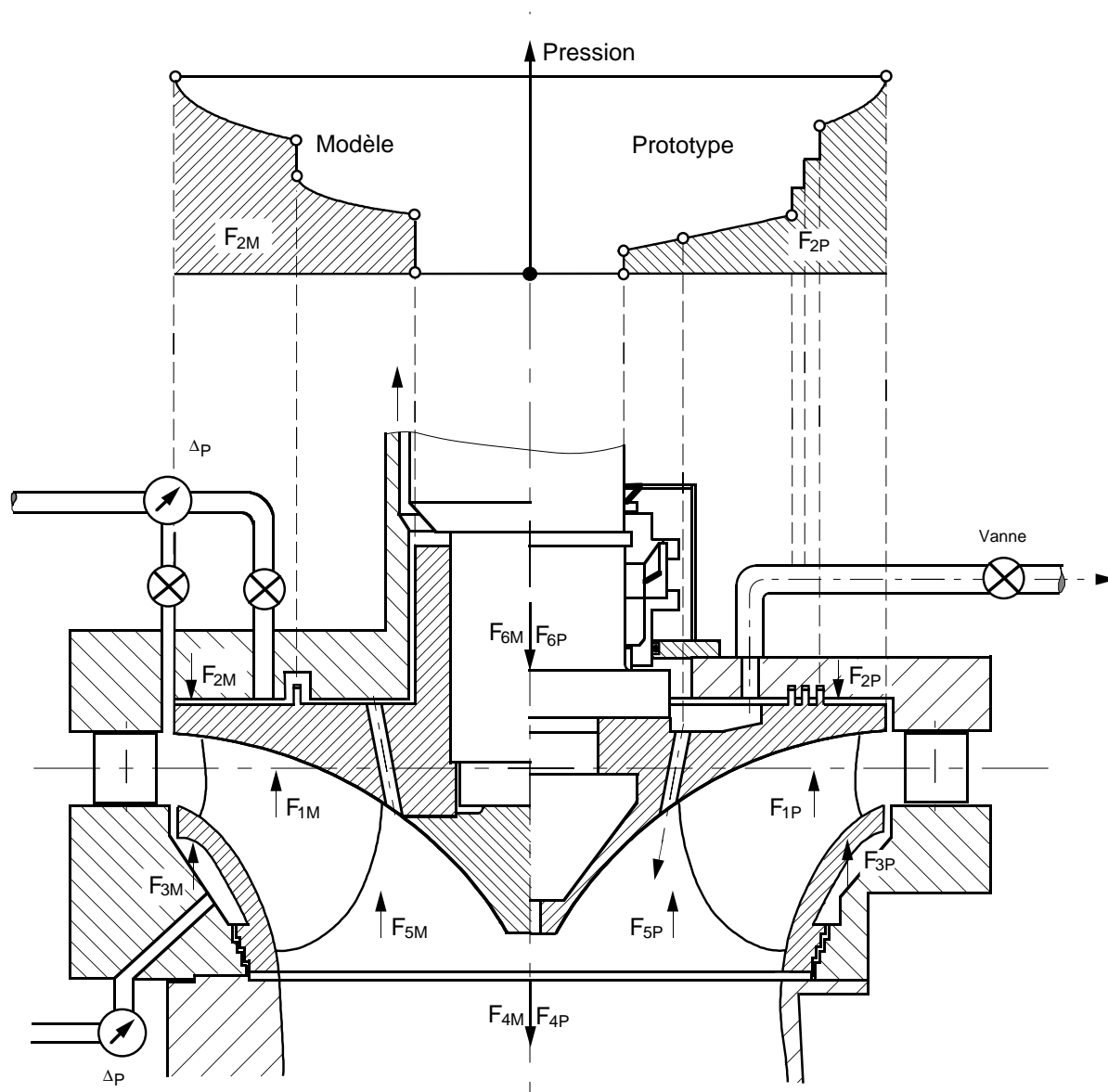


Figure 104 – Les diverses composantes de la force axiale pour une machine radiale

Depending on the arrangement used, the following influencing effects shall be taken into account:

- hydrostatic forces on the shaft;
- oil viscosity;
- gravity forces;
- others.

4.5.2.2.2 Indirect determination

The axial thrust can be determined by a sufficient number of pressure measurements along the outer contour of the runner/impeller with the consideration of the calculated thrust component due to the change of momentum of flow. Corresponding pressure taps are shown in Figure 104. All those pressures should be referred to a reference pressure taken for instance in a reference section of the machine (see figure 1).

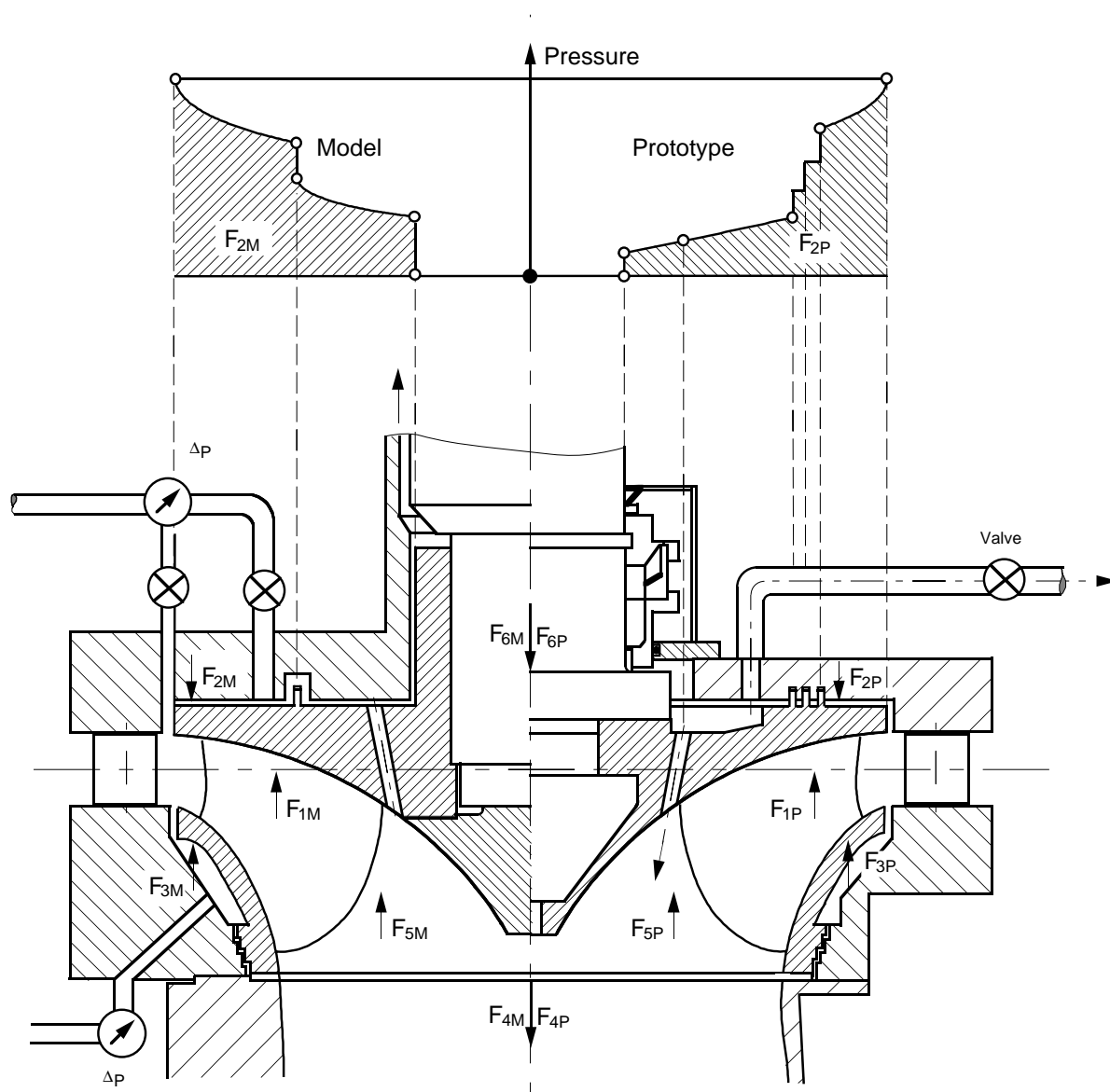


Figure 104 – Individual elements of axial force acting on a radial machine

4.5.2.3 Etalonnage

Pour l'étalonnage, une force de direction axiale est appliquée à l'arbre de la roue du modèle. L'intensité de cette force de référence est définie par:

- des masses étalons;
- des masses et un dynamomètre;
- des vérins hydrauliques associés à un dynamomètre (voir Figure 103);
- autres.

Les forces de référence appliquées à l'arbre sont corrélées avec le signal de l'instrument de mesure de la poussée axiale pour établir une courbe d'étalonnage.

4.5.2.4 Vérifications pendant et après les mesures

Avant et après chaque série d'essai, le signal de mesure doit être enregistré et vérifié pour une condition de référence (par exemple à l'arrêt). Il est recommandé de vérifier la poussée axiale à différentes vitesses de rotation pour un même point de fonctionnement. Cette vérification permet de s'assurer de la validité de l'étalonnage, des compensations et des calculs.

4.5.2.5 Transposition au prototype

Il n'est pas toujours possible de transposer directement au prototype la force axiale F_{aM} mesurée sur le modèle. Pour transposer correctement du modèle au prototype, il est utile de considérer séparément les diverses composantes élémentaires de la poussée axiale totale.

La Figure 104 et le Tableau 9 présentent à titre d'exemple les diverses forces élémentaires composant la poussée axiale totale pour une machine radiale à axe vertical. Cette procédure s'applique aux machines axiales en omettant les forces élémentaires agissant sur le plafond et la ceinture.

Les données d'essai doivent être corrigées pour tenir compte de toutes les différences concernant la roue du modèle et celle du prototype (géométrie des labyrinthes, trous d'équilibrage, tuyaux d'équilibrage). On notera que même une similitude complète entre le modèle et le prototype ne garantit pas automatiquement la similitude des écoulements dans ces régions.

La poussée axiale du modèle se décompose de la manière suivante:

$$F_{aM} = F_{1M} + F_{2M} + F_{3M} + F_{4M} + F_{5M} + F_{6M}$$

Donc

$$F_{1M} = F_{aM} - (F_{2M} + F_{3M} + F_{4M} + F_{5M} + F_{6M})$$

A partir des coefficients ou des facteurs de poussée axiale non dimensionnels suivants (voir 1.3.3.13.2 et 1.3.3.13.4):

$$F_{1ED} = \frac{F_1}{D^2 \cdot \rho \cdot E} \quad \text{facteur de force axiale;}$$

$$F_{1nD} = \frac{F_1}{D^4 \cdot n^2 \cdot \rho} \quad \text{coefficient de force axiale;}$$

la force axiale sur le prototype est calculée en utilisant les équations suivantes:

$$F_{1P} = F_{1M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{1ED} \cdot D_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P$$

4.5.2.3 Calibration

For calibration, a force is applied in axial direction to the model runner/impeller shaft. The magnitude of force is defined by:

- certified masses;
- masses together with a load cell;
- hydraulic jack together with a load cell (see Figure 103);
- others.

The reference forces applied to the shaft are related to the signal of the axial thrust measurement instrument in order to establish a calibration curve.

4.5.2.4 Checks during and after measurements

Before and after each test series, the measuring signal shall be recorded and checked at reference condition (e.g. at stand-still). It is recommended to check the axial thrust measurements varying the rotational speed at one operating point. This check indicates whether the calibration, compensation and evaluation are valid.

4.5.2.5 Transposition to prototype

The axial force F_{aM} measured on the model cannot always be directly transformed to prototype conditions. For a correct transposition, it is useful to consider separately the individual force elements of the total axial force for model and prototype.

Figure 104 and Table 9 show the axial force elements of total axial thrust in the example of a radial machine with a vertical shaft. The procedure as outlined can be applied to axial machines by omitting axial force elements on the runner band and crown.

Test data shall be corrected to account for all differences between the model and prototype regarding the runner/impeller (seal geometry, balance holes, balance pipes). Note that even complete geometrical similarity between model and prototype does not automatically provide similarity of flow in these regions.

The model axial thrust is composed of the following elements

$$F_{aM} = F_{1M} + F_{2M} + F_{3M} + F_{4M} + F_{5M} + F_{6M}$$

Hence

$$F_{1M} = F_{aM} - (F_{2M} + F_{3M} + F_{4M} + F_{5M} + F_{6M})$$

The following dimensionless axial force factors/coefficients (see 1.3.3.13.2 and 1.3.3.13.4):

$$F_{1ED} = \frac{F_1}{D^2 \cdot \rho \cdot E} \quad \text{axial force factor;}$$

$$F_{1nD} = \frac{F_1}{D^4 \cdot n^2 \cdot \rho} \quad \text{axial force coefficient;}$$

permit the calculation of prototype axial force using the following equations:

$$F_{1P} = F_{1M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{1ED} \cdot D_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P$$

$$F_{1P} = F_{1M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^4 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{1nD} \cdot D_P^2 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P$$

D'où la poussée axiale pour le prototype:

$$F_{aP} = F_{1P} + F_{2P} + F_{3P} + F_{4P} + F_{5P} + F_{6P}$$

La force axiale sur le prototype peut aussi être obtenue par une approche combinée associant mesure et calcul. Dans ce cas, le programme de calcul utilisé pour déterminer la poussée sur le prototype est étalonné en calculant la poussée axiale du modèle et en comparant ce calcul aux résultats mesurés sur modèle. Ce même programme peut aussi être utilisé pour calculer l'effort axial sur le prototype dans le cas d'un accroissement des pressions au plafond dû à l'usure des labyrinthes de la roue.

Tableau 9 – Forces élémentaires individuelles composant la poussée axiale et leur prise en compte

Force élémentaire		Modèle	Prototype
F_1	Hydro-dynamique ¹⁾	Déterminé à partir de la mesure en retranchant F_2 à F_6 de F_{aM}	Transposé en utilisant F_{1ED} ou F_{1nD} .
F_2	Plafond	Calculé à partir de la répartition parabolique des pressions. Une mesure de pression statique est souhaitable. N'existe pas pour les machines axiales.	Calculé à partir de la répartition parabolique des pressions. N'existe pas pour les machines axiales.
F_3	Ceinture	Calculé à partir de la répartition parabolique des pressions. N'existe pas pour les machines axiales.	Calculé à partir de la répartition parabolique des pressions. N'existe pas pour les machines axiales.
F_4	Poids de la roue	Déterminé par pesage ou pris en compte lors de l'étalonnage. Dans le cas d'un axe incliné, seule la composante axiale doit être prise en compte.	Évalué par calcul
F_5	Poussée d'Archimède sur la roue	Évalué à partir du volume de la roue $F_5 = V \cdot \rho_w g$ ou pris en compte lors de l'étalonnage. Dans le cas d'un axe incliné, seule la composante axiale doit être prise en compte.	Évalué par calcul $F_5 = V \cdot \rho_w g$
F_6	Poussée hydrostatique sur l'arbre	Pression agissant sur les surfaces soumises à la pression atmosphérique.	Pression agissant sur les surfaces soumises à la pression atmosphérique

4.5.2.6 Incertitude

L'incertitude sur la valeur de la force axiale du prototype découle de l'incertitude des mesures sur le modèle et des approximations introduites lors de la transposition du modèle au prototype.

Dans de bonnes conditions de mesure, on peut déterminer la valeur moyenne de la force hydraulique axiale du modèle avec une incertitude inférieure à $\pm (5 \text{ à } 10) \%$ des valeurs extrêmes existant dans les conditions normales de fonctionnement. L'incertitude sur les valeurs transposées au prototype est approximativement de $\pm (10 \text{ à } 20) \%$ des valeurs moyennes maximales.

¹⁾ F_1 est la conséquence des efforts hydrodynamiques axiaux agissant dans les canaux hydrauliques de la roue.

$$F_{1P} = F_{1M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^4 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{1nD} \cdot D_P^2 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P$$

Hence for the axial thrust at prototype:

$$F_{aP} = F_{1P} + F_{2P} + F_{3P} + F_{4P} + F_{5P} + F_{6P}$$

The prototype axial force can be determined also by a combined approach of measurement and calculation. In this case the computer program used for calculation of the prototype axial force is calibrated by calculating the model axial force and subsequent comparison with model test results. The same program can also be used to calculate the prototype axial force in case of increased crown pressure due to wear of runner/impeller seals.

Table 9 – Individual force elements of axial thrust and their treatment

Force element		Model	Prototype
F_1	Hydrodynamic ¹⁾	Determined from measurement by subtracting F_2 to F_6 from F_{aM} .	Transformed by using F_{1ED} or F_{1nD} .
F_2	Crown	Calculated from parabolic pressure distribution. Measurement of static pressure is advisable. Not existing for axial type machines.	Calculated from parabolic pressure distribution. Not existing for axial type machines.
F_3	Band	Calculated from parabolic pressure distribution. Not existing for axial type machines.	Calculated from parabolic pressure distribution. Not existing for axial type machines.
F_4	Runner/impeller weight	Determined by weighing or considered in calibration procedure; in case of inclined axis, only the axial component shall be considered.	Determined by calculation.
F_5	Runner/impeller buoyancy	Determination from runner/impeller volume $F_5 = V \cdot \rho_w g$ or considered in calibration procedure. In case of inclined axis, only the axial component shall be considered.	Determined by calculation. $F_5 = V \cdot \rho_w g$
F_6	Hydrostatic shaft force	Pressure acting on areas exposed to atmosphere.	Pressure acting on areas exposed to atmosphere.

4.5.2.6 Uncertainty

The uncertainty in determination of prototype axial force results from the uncertainty in model measurement and from approximations in transposition from model to prototype.

With good measurement conditions it is possible to determine the mean values of the model axial hydraulic force with an uncertainty of less than $\pm (5 \text{ to } 10) \%$ of the extreme values occurring during normal operation conditions. The uncertainty in corresponding derived prototype values is approximately $\pm (10 \text{ to } 20) \%$ of the maximum mean values.

1) F_1 results from the axial hydrodynamic forces acting on the runner/impeller flow passage.

4.5.3 Poussée radiale

4.5.3.1 Programme d'essai

Le module et la direction de la poussée radiale (forces et moments) sont nécessaires pour déterminer les contraintes et déformations de la ligne d'arbre, des paliers et des structures environnantes. Ces mesures doivent couvrir l'ensemble du domaine de fonctionnement et s'intéresser tout particulièrement aux fonctionnements où l'on rencontre les valeurs extrêmes de poussée radiale (moyennes ou fluctuantes).

Les conditions de fonctionnement où l'on rencontre ces valeurs extrêmes de poussée radiale, sont par exemple:

- l'emballement;
- la pompe à débit nul;
- les points de fonctionnement correspondant à des régimes transitoires;
- les régimes cavitants.

4.5.3.2 Installation de mesure

La poussée radiale peut être évaluée en mesurant les grandeurs suivantes (voir Figure 105):

- les forces de réaction agissant sur un ou deux paliers de l'arbre;
- les forces appliquées sur les supports de palier;
- la déformation de la ligne d'arbre;
- les contraintes multidirectionnelles agissant sur une section de mesure spécifique de l'arbre à proximité de la roue.

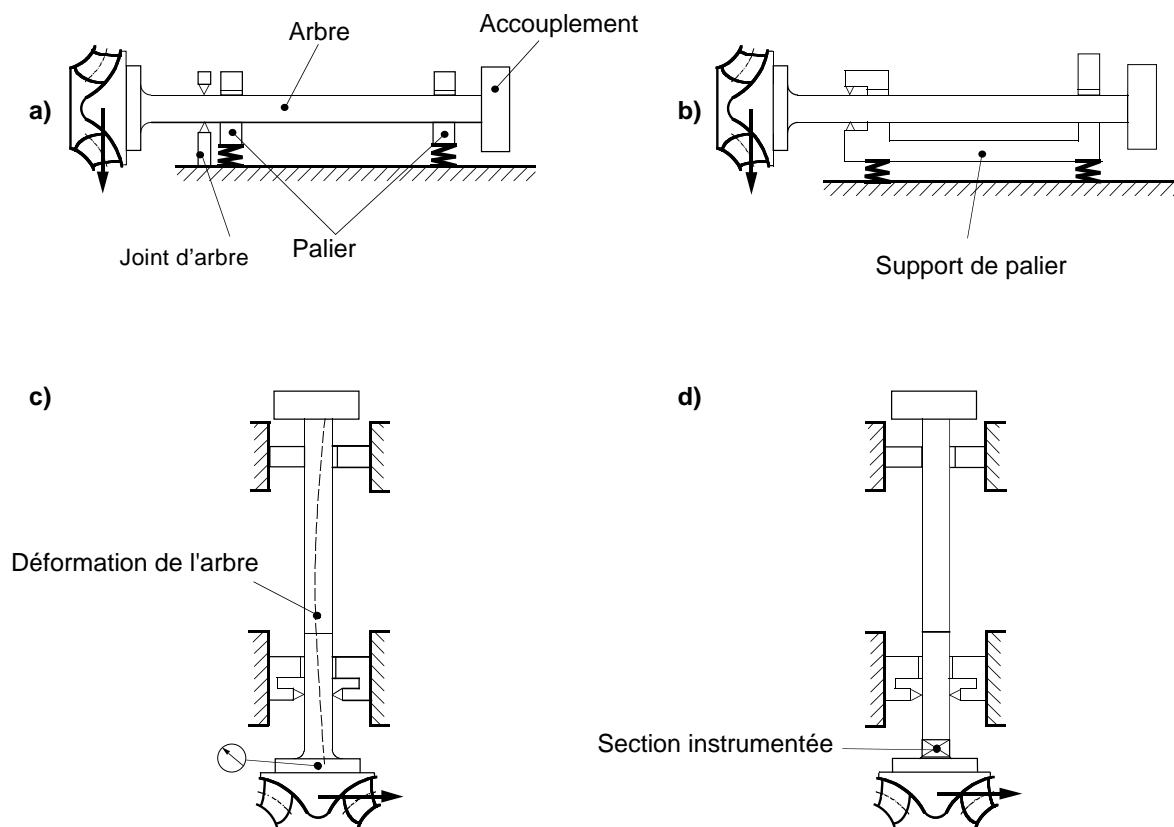


Figure 105 – Dispositifs typiques pour le mesurage de la poussée axiale (arbre horizontal ou vertical)

4.5.3 Radial thrust

4.5.3.1 Test program

The magnitude and direction of radial thrust (forces and moments) are necessary to determine stresses and deflections of the shaft, bearing and adjacent structure. The measurements should cover all main operating ranges with particular attention to those operating points where extreme values of radial thrust occur (mean and/or fluctuating).

Typical examples of operating conditions where extreme radial forces can occur, are:

- runaway condition;
- zero discharge for pump;
- operating points associated with transient conditions;
- cavitation conditions.

4.5.3.2 Measuring arrangements

The radial thrust can be determined by measurement of the following quantities (see Figure 105):

- reaction forces in one or two shaft bearings;
- supporting forces of the bearing housing;
- deflection of the shaft;
- multidirectional strain in a special measuring section of the shaft close to the runner/ impeller.

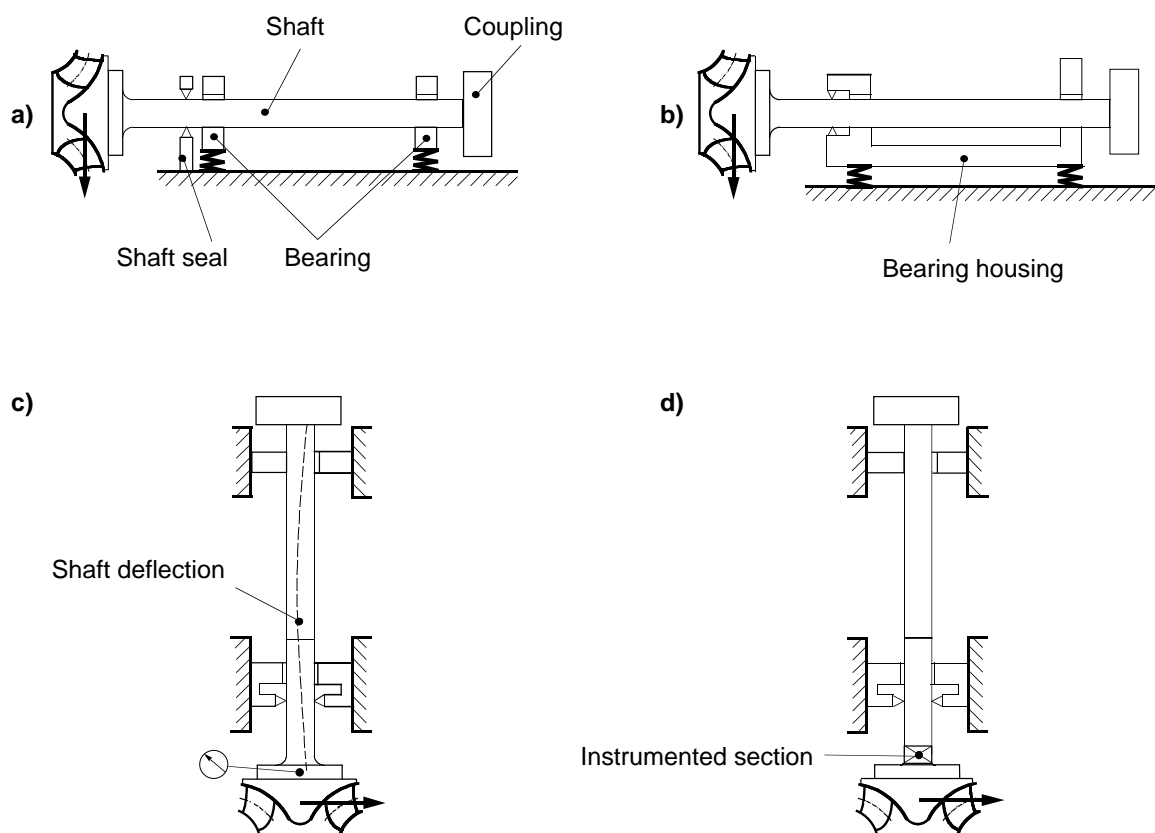


Figure 105 – Typical arrangements for radial thrust measurement (horizontal or vertical shaft)

Le dispositif d) de la Figure 105 permet de déterminer les six composantes des forces et moments (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z) à la fois dans les systèmes stationnaire et tournant. Pour transférer les signaux des ponts de jauge de la partie tournante à la partie fixe, on utilise un collecteur tournant ou une télémessure. L'angle de rotation est enregistré en continu, ce qui permet de transposer les signaux dans le système stationnaire.

Suivant le dispositif utilisé, les mesures de poussée radiale peuvent être affectées par des forces qui n'ont pas une origine hydraulique (voir Tableau 10).

La mesure des poussées radiales peut être altérée de manière importante par les phénomènes de palier hydrodynamique introduits par les joints radiaux. Cette influence peut être minimisée en utilisant des jeux accrus sur le modèle lors de ces mesures.

Tableau 10 – Forces non hydrauliques affectant la mesure de poussée radiale

Origine des forces non hydrauliques		Dispositifs de mesure			
		a	b	c	d
Arbre	(fréquence propre)	x	x	x	x
Accouplement	(inertie)	x	x	x	
Support de palier	(inertie)		x		
Joints d'arbre	(réaction)	x		x	

4.5.3.3 Etalonnage

L'étalonnage de base est d'ordinaire réalisé en appliquant à l'arbre des forces et moments obtenus à partir d'un bras de levier connu et de masses certifiées. Les forces et moments appliqués sont corrélés avec les signaux délivrés par les divers instruments. Si la pression d'huile est utilisée pour déterminer les forces aux paliers, la température de l'huile doit être enregistrée et l'influence de la viscosité (si elle existe) prise en compte dans les calculs. Si la mesure est réalisée dans le système mobile (dispositif d), l'étalonnage doit être réalisé en rotation.

Puisque seule la poussée radiale d'origine hydrodynamique doit être déterminée, les effets secondaires suivants doivent être pris en compte lors de l'étalonnage:

- poids de la roue;
- poussée d'Archimède;
- balourd des parties tournantes.

Le poids de la roue et la poussée d'Archimède n'interviennent que si le modèle et/ou le prototype n'ont pas une ligne d'arbre verticale. Le poids est pris en compte en mesurant la poussée radiale dans l'air à faible vitesse de rotation. Le poids et la poussée d'Archimède sont pris en compte en mesurant la poussée en eau toujours à faible vitesse de rotation. Les effets centrifuges liés au balourd sont pris en compte en mesurant l'effort radial en air à grande vitesse de rotation.

4.5.3.4 Vérifications pendant et après les mesures

Avant et après chaque série d'essai, le signal de mesure doit être enregistré et vérifié pour une condition de référence (par exemple à l'arrêt). Il est recommandé de vérifier la poussée radiale à différentes vitesses de rotation pour un même point de fonctionnement. Cette vérification permet de s'assurer de la validité de l'étalonnage, des compensations et des calculs.

Cette variation de la vitesse de rotation peut aussi, pour une valeur particulière de vitesse, mettre en évidence des évolutions importantes. Ces évolutions sont le signe d'un phénomène de résonance propre au modèle.

Arrangement d) of Figure 105 permits measurement of all six components of forces and moments (F_x , F_y , F_z , M_x , M_y , M_z) in both the rotating and the stationary system. The signals of the strain gauge bridges are transferred from the shaft to the stationary part by means of slip rings or a telemetry device. The angle of rotation is continuously measured and the signals are transformed to stationary coordinates.

Depending on the arrangement used, measurements of radial thrust can be affected by non-hydraulic forces as shown in Table 10.

Measurement of radial thrust can be significantly influenced by a hydrodynamic bearing effect of the radial seals. This influence can be reduced by using increased seal clearances in the model for radial thrust measurement.

Table 10 – Non-hydraulic forces influencing radial thrust measurement

Origin of non-hydraulic forces		Arrangements of measurement			
		a	b	c	d
Shaft	(natural frequency)	x	x	x	x
Coupling	(inertia)	x	x	x	
Bearing housing	(inertia)		x		
Shaft seals	(reaction)	x		x	

4.5.3.3 Calibration

The basic calibration is usually done by applying forces and moments on the shaft using a known lever arm and certified masses. The actual forces and moments are related to the readings of the respective instruments. If oil pressure is used to determine bearing forces, the oil temperature shall be recorded and the influence of viscosity (if any) taken into account for evaluation. If the measurement is done in the rotating system (arrangement d), the calibration shall be carried out in rotating condition.

Since only the hydrodynamic radial thrust shall be determined, the following effects shall be taken into account by calibration:

- weight of the runner/impeller;
- buoyancy;
- unbalance of rotating parts.

The weight and buoyancy of the runner/impeller are only relevant if model and/or prototype do not have a vertical shaft. The weight is taken into account by measuring the radial thrust at slow rotation in air. Weight and buoyancy are taken into account by measuring at slow rotation in water. The centrifugal force due to unbalance of the rotating parts is taken into account by measuring the radial force at fast rotation in air.

4.5.3.4 Checks before and during measurements

Before and after each test series, the measuring signal shall be recorded and checked at reference condition (e.g. at stand-still). It is recommended to check the radial thrust measurements varying the rotational speed at one operating point. This check indicates whether the calibration, compensation and evaluation are valid.

The speed variation test can also show significant deviations for a certain speed of rotation which indicates a model-specific resonance effect.

4.5.3.5 Transposition au prototype

La force radiale mesurée sur le modèle peut être transposée au prototype si les effets secondaires ont été éliminés et si seules les forces hydrodynamiques sont prises en considération.

A partir des facteurs ou des coefficients de forces et de moments radiaux sans dimension suivants (voir 1.3.3.13):

$$F_{rED} = \frac{F_r}{D^2 \cdot \rho \cdot E} \quad \text{facteur de force radiale}$$

$$M_{rED} = \frac{M_r}{D^3 \cdot \rho \cdot E} \quad \text{facteur de moment radial}$$

$$F_{rND} = \frac{F_r}{D^4 \cdot n^2 \cdot \rho} \quad \text{coefficient de force radiale}$$

$$M_{rND} = \frac{M_r}{D^5 \cdot n^2 \cdot \rho} \quad \text{coefficient de moment radial}$$

la force et le moment radiaux du prototype sont calculés en utilisant les équations suivantes:

$$F_{rP} = F_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} \cdot \frac{E_P}{E_M} = F_{rED} \cdot D_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P$$

$$F_{rP} = F_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^4 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{rND} \cdot D_P^4 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P$$

$$M_{rP} = M_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} \cdot \frac{E_P}{E_M} = M_{rED} \cdot D_P^3 \cdot \rho_P \cdot E_P$$

$$M_{rP} = M_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = M_{rND} \cdot D_P^5 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P$$

La transposition des efforts radiaux du modèle au prototype nécessite de définir la position axiale du plan de référence. De préférence on utilise le plan qui correspond au niveau de référence de la machine (voir Figure 5, paragraphe 1.3.3.7).

La transposition du modèle au prototype doit aussi tenir compte des non homologues affectant soit les composants mécaniques, soit les conditions d'essai (voir 4.1.4).

4.5.3.6 Incertitude

L'incertitude sur l'évaluation des efforts radiaux du prototype découle de l'incertitude des mesures sur modèle et des approximations introduites par la transposition du modèle au prototype.

Même dans de bonnes conditions de mesure, il n'est pas possible sur modèle de déterminer les valeurs moyennes des efforts radiaux avec des incertitudes inférieures à $\pm (5 \text{ à } 10) \%$ des valeurs moyennes maximales.

Les valeurs moyennes correspondantes des efforts radiaux du prototype ne peuvent pas être évaluées avec une incertitude inférieure à $\pm (10 \text{ à } 20) \%$ de la valeur moyenne maximale. L'incertitude sur les valeurs fluctuantes peut même être plus importante.

4.5.3.5 Transposition to prototype

The radial force measured in the model can be transposed to prototype provided that all influencing effects are eliminated and only hydrodynamic forces are considered.

The following dimensionless radial forces and moment factors/coefficients (see 1.3.3.13):

$$F_{rED} = \frac{F_r}{D^2 \cdot \rho \cdot E} \quad \text{radial force factor}$$

$$M_{rED} = \frac{M_r}{D^3 \cdot \rho \cdot E} \quad \text{radial moment factor}$$

$$F_{rD} = \frac{F_r}{D^4 \cdot n^2 \cdot \rho} \quad \text{radial force coefficient}$$

$$M_{rD} = \frac{M_r}{D^5 \cdot n^2 \cdot \rho} \quad \text{radial moment coefficient}$$

permit the calculation of prototype radial force and moment by using the following equation:

$$F_{rP} = F_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} \cdot \frac{E_P}{E_M} = F_{rED} \cdot D_P^2 \cdot \rho_P \cdot E_P$$

$$F_{rP} = F_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^4 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{rD} \cdot D_P^4 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P$$

$$M_{rP} = M_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} \cdot \frac{E_P}{E_M} = M_{rED} \cdot D_P^3 \cdot \rho_P \cdot E_P$$

$$M_{rP} = M_{rM} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_P}{n_M} \right)^2 \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = M_{rD} \cdot D_P^5 \cdot n_P^2 \cdot \rho_P$$

Transposition of radial forces from model to prototype requires definition of the axial position of the plane in which the radial thrust is referred. Preferably this could be the plane corresponding to the defined reference level (see Figure 5, subclause 1.3.3.7).

The transposition from model to prototype shall also take into account non-homologous mechanical components and conditions (see 4.1.4).

4.5.3.6 Uncertainty

The uncertainty in prototype radial force depends on the model measurement uncertainty and the approximations in transposition from model to prototype.

Even with good measurement conditions, it is not possible to determine the mean values of model radial forces with uncertainties smaller than $\pm (5 \text{ to } 10) \%$ of the maximum mean values.

The corresponding prototype mean values of the radial forces cannot be determined with an uncertainty smaller than $\pm (10 \text{ to } 20) \%$ of the maximum mean value. The uncertainty of the fluctuations can be even higher.

4.6 Efforts hydrauliques sur les organes de réglage

4.6.1 Généralités

4.6.1.1 Types d'organes de réglage

Afin de régler la puissance ou le débit, la plupart des types de machines hydrauliques à réaction sont pourvues

- d'aubes directrices, et/ou
- d'une roue réglable.

Les organes de réglage des turbines à action (par exemple les turbines Pelton) sont le(s) injecteur(s) à pointeau réglable et le(s) défecteur(s).

Certaines vannes ou batardeaux peuvent parfois être utilisés comme organes de réglage, mais ils ne sont pas pris en considération dans ce qui suit.

4.6.1.2 But des mesures d'efforts

Le but de ces essais est de contrôler ou de déterminer, au moyen de mesures faites sur le modèle, les efforts hydrauliques, c'est-à-dire les forces et les couples, qui s'exercent sur les organes de réglage d'une machine. Le modèle fonctionne toujours en régime permanent (voir 4.1.1).

Ces résultats d'essais sur modèle (en valeurs absolues ou adimensionnelles) peuvent servir:

- a) à vérifier les valeurs extrêmes des efforts hydrauliques, qui intéressent le dimensionnement du prototype (valeurs moyennes et fluctuations);
- b) à déterminer dans quelles conditions de fonctionnement les fluctuations des efforts hydrauliques deviennent importantes et quelles sont les fréquences d'excitation;
- c) à contrôler dans quelles conditions de fonctionnement le couple hydraulique a une tendance à l'ouverture ou à la fermeture;
- d) à fournir des éléments pour le calcul des efforts sur le prototype en régime transitoire;
- e) à déterminer les couples s'exerçant sur des directrices alignées ou désalignées, ce qui est nécessaire à la conception et au réglage des directrices et de leurs dispositifs de protection.

4.6.1.3 Conception des organes de réglage instrumentés

Les organes du modèle prévus pour le mesurage des efforts hydrauliques sont souvent spécialement conçus. Lorsqu'ils sont équipés de jauges de contrainte, il faut que, quand ils sont en charge, les déformations permettent de créer une contrainte suffisante. Cela peut être obtenu par une conception appropriée, mais il faut en vérifier l'effet sur la sûreté mécanique et la fréquence propre du composant. Il est également important de vérifier dans quelle mesure les résultats obtenus sur modèle sont affectés par les forces ou les couples de frottement. Si ces efforts de frottement ne sont pas négligeables, leurs effets doivent être éliminés des résultats définitifs sur modèle, car leur importance relative n'est pas la même que sur le prototype.

Par suite de la conception de ces composants, il peut être nécessaire d'effectuer ces essais à énergie hydraulique massique réduite, afin d'éviter des efforts hydrauliques inacceptables ou des conditions de résonance. Il est donc important de déterminer la fréquence propre dans l'eau de ces composants instrumentés.

4.6 Hydraulic loads on control components

4.6.1 General

4.6.1.1 Type of control components

In order to control power or discharge, most types of hydraulic reaction machines are equipped with:

- guide vanes, and/or
- adjustable runner/impeller blades.

The control elements of impulse turbines (e.g. Pelton turbines) are the nozzle(s) with adjustable needle(s) and deflector(s).

Sometimes gates or valves can be used as control components, but they are not considered in the following.

4.6.1.2 Purpose of load measurements

The purpose of such tests is to check or determine by means of model measurements the hydraulic loads i.e. forces and torques acting on the control components of a machine. The model is always operated at steady state operating conditions (see 4.1.1).

Such model results (absolute or dimensionless values) can be used to:

- a) check the extreme values of hydraulic loads which are relevant for the prototype design (mean values and fluctuating components);
- b) establish at which operating conditions the fluctuating amount of a hydraulic load becomes important and which are the relevant excitation frequencies;
- c) check at which operating conditions the hydraulic torque has opening or closing tendency;
- d) produce input data for calculation of prototype loads during transient operating conditions;
- e) determine torques acting on aligned and misaligned guide vanes as required for the design and adjustment of guide vane and guide vane protective devices.

4.6.1.3 Design of control components for hydraulic loads measurements

The model components prepared for hydraulic load measurements are often of special design. If strain gauges are used, the deformation of the instrumented component under hydraulic load must be such that sufficient strain is produced. This can be achieved by an appropriate design, however the impact on the mechanical safety and the natural frequency of the measuring component must be checked. It is also important to check how much the model measurements will be affected by friction forces or torques. If friction effects are not negligible, their effects shall be eliminated from the final model test results because their relative value is different than on prototype.

As a consequence of the design, it can be necessary to perform such tests at a reduced test specific hydraulic energy, in order to avoid inadmissible hydraulic loads or resonance conditions. Therefore, it is important to determine the natural frequency in water of such measuring components.

Il est parfois préférable de prévoir pour les mesures des composants supplémentaires qui ne seront mis en place que lors des essais d'efforts hydrauliques; ceci permet de faire les essais de performances hydrauliques principales sans limitation et sans risque d'endommager les composants instrumentés.

4.6.1.4 Traitement du signal

Le signal de mesure émis lors de l'étalonnage et/ou des essais peut être enregistré manuellement ou automatiquement. Cependant, pour un programme d'essais important comportant de nombreux points d'essais ou plusieurs composants instrumentés, une acquisition automatique des données est recommandée. De plus, cela facilite leur traitement et la présentation des résultats, qui sont faits de la même manière que pour les fluctuations de pression (voir 4.3.6).

4.6.2 Couple sur les directrices

4.6.2.1 Nombre et position des directrices instrumentées

L'expérience de nombreux essais montre que, par suite de la conception hydraulique et/ou structurelle, les conditions d'écoulement à l'entrée et à la sortie du distributeur d'une machine à réaction peuvent changer le long de la circonférence de la bêche spirale ou du conduit d'entrée d'une turbine tubulaire. Le couple doit donc être mesuré sur plusieurs directrices placées à des positions radiales représentatives:

- a) dans le cas d'une bêche spirale, on disposera deux directrices instrumentées dans la zone influencée par le bec de volute et une à l'opposé;
- b) dans le cas d'une bêche semi-spirale, plus de trois directrices instrumentées peuvent être nécessaires;
- c) dans le cas d'une turbine tubulaire, on utilisera deux directrices instrumentées dans la zone influencée par le support du bulbe ou par le puits et une dans la direction perpendiculaire.

Si on dispose de données résultant d'essais similaires et montrant l'influence de la position circonférentielle, on peut convenir de n'utiliser pour les mesures qu'une ou deux directrices.

Si le nombre des avant-directrices fixes est différent de celui des directrices, le couple doit être mesuré sur deux directrices adjacentes, à moins que des données provenant d'essais similaires ne fassent pas apparaître de différence significative entre deux directrices adjacentes.

Si on doit établir l'effet du désalignement d'une directrice sur ses voisines, le couple doit être mesuré sur trois directrices adjacentes, celle du milieu étant désalignée.

4.6.2.2 Nombre de points d'essai

Les conditions de fonctionnement et le nombre de points d'essai dépendent étroitement du type de machine et du but des essais. Pour un fonctionnement en turbine, le paramètre primordial est le facteur de débit, ou l'ouverture du distributeur. L'influence du facteur de vitesse est faible et même pratiquement négligeable pour les turbines de grande vitesse spécifique. Donc, il est souvent nécessaire de mesurer le couple sur les directrices qu'aux limites du domaine de fonctionnement définies par les valeurs spécifiées E_{nDmax} et E_{nDmin} (voir Figure 107). Pour les turbines Francis de grande vitesse spécifique et pour les turbines axiales, il suffit de mesurer le couple à une seule valeur spécifiée E_{nD} du domaine de fonctionnement. Dans ce cas, on doit évaluer les résultats à l'aide du facteur de couple $T_{G,QD}$ défini au paragraphe 4.6.2.6.

Le nombre de points d'essai doit être augmenté si on veut couvrir un domaine de fonctionnement élargi. L'analyse des régimes transitoires nécessite un nombre suffisant de points d'essais.

Sometimes it is preferable to prepare additional measuring components which are only installed for hydraulic load tests, so that the main hydraulic performance tests can be done without limitations and without risk of damaging measuring components.

4.6.1.4 Signal processing

The measuring signal from calibration and/or measurement can be recorded manually or automatically. However, for extensive measurements with many test points or many measuring components, automatic data acquisition is recommended. This also facilitates the data-processing and display of tests results in the same way as for pressure fluctuation (see 4.3.6).

4.6.2 Guide vane torque

4.6.2.1 Number and position of measuring guide vanes

Experiences from many tests demonstrate that due to hydraulic and/or structural design, the inflow and outflow conditions for distributors of reaction machines can change along the circumference of a spiral case or of an intake of a tubular turbine. Therefore, the torque shall be measured on several guide vanes located at representative circumferential positions:

- a) for a spiral case: two in the zone influenced by the nose vane and one opposite to it;
- b) for a semi-spiral case: more than three measuring guide vanes can be required;
- c) for a tubular turbine: two in the zone influenced by the bulb support or by the pit and one in the perpendicular direction.

When similar test data already show the circumferential influence, it can be agreed that only one or two measuring guide vanes are used.

When the number of stay vanes and guide vanes are different, the torque shall be measured on two adjacent guide vanes, unless data of similar arrangements are available which show no significant differences between two adjacent guide vanes.

If the impact of a misaligned guide vane on the neighboring guide vane torques shall be established, it is necessary to measure the torque on three adjacent guide vanes, whereby the one in the middle is misaligned.

4.6.2.2 Number of test points

The operating conditions and the number of test points depend strongly on the type of the machine and the purpose of the test. In turbine operation the main governing parameter is the discharge factor or guide vane opening. The speed factor influence is small and practically negligible for high specific speed turbines. It is often sufficient to measure the guide vane torque only at the limits of the operating range defined by the specified values E_{nDmax} and E_{nDmin} (see Figure 107). For higher specific speed Francis turbines and for axial turbines, it is sufficient to measure the guide vane torque only at one constant specified value E_{nD} within the operating range. In this case, the evaluation shall be made by using a guide vane torque factor $T_{G,QD}$ defined in 4.6.2.6.

The number of test points shall be increased if the extended operating range is to be investigated. Transient analysis requires a sufficient number of test points.

Lorsque les couples sont mesurés avec une directrice désalignée, il est important de convenir des différentes configurations géométriques possibles et des conditions hydrauliques de fonctionnement, afin que le programme d'essais ne prenne pas trop d'extension.

4.6.2.3 Dispositif de mesure

Dans la plupart des cas, le couple hydraulique agissant sur une directrice est déterminé en mesurant la déformation due à la torsion du tourillon de la directrice au moyen de jauges de contrainte collées. L'extrémité supérieure du tourillon instrumenté est fixée au mécanisme de manoeuvre du distributeur. Il est possible soit d'utiliser un tourillon normal, souvent en réduisant son diamètre, soit de remplacer le tourillon normal par un tourillon instrumenté spécial, qui peut être d'un matériau différent avec un module d'élasticité et une hystérésis de déformation convenables. La Figure 106 illustre deux exemples de conceptions différentes.

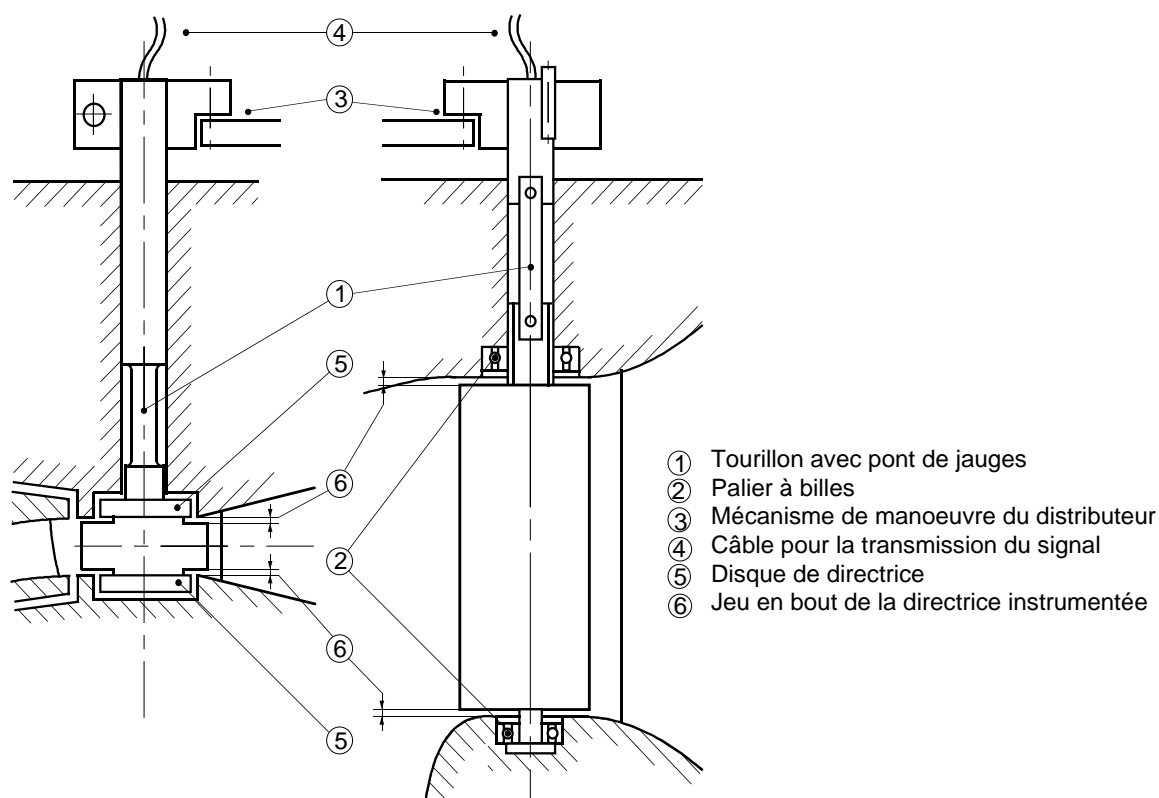


Figure 106 – Exemples de conception de directrices instrumentées pour la mesure du couple

Afin d'éviter que les mesures soient perturbées par des frottements dus à des forces hydrauliques latérales ou axiales, il convient de porter une attention particulière à la conception du support du tourillon instrumenté (on peut par exemple utiliser des paliers à billes) et aux jeux en bout de directrices qui peuvent être accrus pour les mesures de couple. Les disques de directrice (éventuels) doivent être conçus de telle sorte qu'il n'en résulte aucune poussée axiale parasite pendant les mesures.

Si l'emplacement de la mesure n'est pas en air sec, il est important d'appliquer une bonne protection de surface contre l'humidité. Il est recommandé de contrôler périodiquement la résistance d'isolement électrique.

4.6.2.4 Etalonnage

Pour l'étalonnage, on applique généralement des charges statiques à la directrice instrumentée, dans le sens de l'ouverture et de la fermeture, à l'aide d'un bras de levier connu et de masses certifiées. On peut faire l'étalonnage sur la directrice montée sur la machine modèle ou en installant la directrice sur un dispositif d'étalonnage spécial.

If guide vane torques are measured with a misaligned guide vane, it is important to agree on the possible geometric configurations and hydraulic operating conditions so that the measuring program does not become too extensive.

4.6.2.3 Measuring arrangement

In most cases the hydraulic torque acting on a guide vane is determined by measuring the torsional deformation of the guide vane stem using bonded strain gauges. The upper end of the measuring stem is fixed into the adjusting mechanism of the guide vane. It is possible to use the normal guide vane stem, often with a reduced diameter, or to replace the normal stem by a special measuring stem, sometimes of a different material with a suitable elastic modulus and load hysteresis. Figure 106 illustrates two typical design examples.

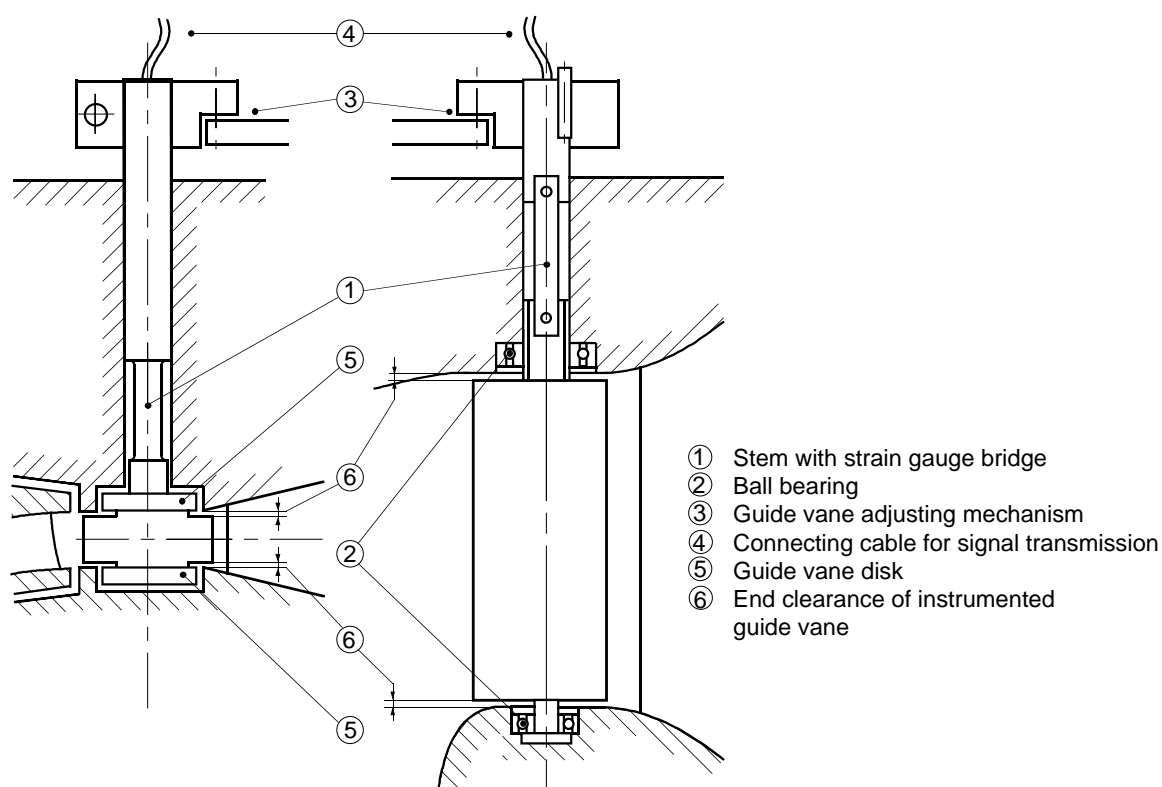


Figure 106 – Design examples for torque measuring guide vanes

In order to avoid disturbing effects by friction due to lateral and/or axial hydraulic forces, special attention shall be paid to the design of the support of the measuring stem (for example ball bearings can be applied) and to the guide vane end clearances, which can be increased for the torque measurement. The design of the guide vane disks (if any) shall be such that during measurement no disturbing axial thrust can result.

If the measuring section is not located in dry air, it is important that a good surface protection against humidity is applied. The electric insulation resistance should be checked periodically.

4.6.2.4 Calibration

For calibration, static loads are usually applied on the measuring guide vane in opening and closing directions by means of a known lever arm and certified masses. The calibration can be made with the guide vane installed in the model machine or by installing the guide vane in a special calibration device.

La stabilité du point de fonctionnement à couple nul et l'hystérésis due aux montées et descentes de charge, ainsi que la dérive du signal de mesure à charge constante doivent être vérifiées. L'étalonnage se traduit généralement par une courbe moyenne donnant le signal de sortie en fonction du couple à l'étalonnage.

4.6.2.5 Contrôles avant et pendant les mesures

Après le montage de la directrice sur le modèle, il est recommandé de procéder à une mise en charge de contrôle (particulièrement lorsque la directrice a été étalonnée sur un dispositif séparé) afin de vérifier que son installation mécanique est correcte (pas de frottement) et de contrôler le traitement du signal de mesure et le signe de la tendance à l'ouverture ou à la fermeture.

Des essais préliminaires avec variation de la vitesse de rotation doivent démontrer que le filtrage du bruit du signal de mesure n'altère pas celui-ci et qu'on ne se trouve pas dans des conditions de résonance. Avant et après chaque série d'essais, le signal de mesure à vide doit être enregistré et contrôlé.

En fonctionnement en pompe, il doit être possible d'identifier la fréquence de passage des aubes de la roue comme fréquence d'excitation prédominante. Il peut en être de même pour une pompe-turbine fonctionnant en turbine.

4.6.2.6 Calcul des facteurs de couple adimensionnels et du couple sur les directrices du prototype

Pour chaque point d'essai, on détermine une valeur moyenne T_G qui peut être utilisée pour calculer un facteur adimensionnel de couple sur les directrices $T_{G,ED}$ ou $T_{G,QD}$.

Définition des facteurs de couple sur les directrices (voir 1.3.3.13.1):

$$T_{G,ED} = \frac{T_G}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

ou

$$T_{G,QD} = \frac{T_G \cdot D}{\rho \cdot Q^2}$$

Conformément aux lois de similitude hydraulique, on peut calculer le couple sur les directrices du prototype soit en utilisant l'un des facteurs de couple, soit à partir des valeurs absolues sur modèle:

$$T_{G,P} = T_{G,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{G,ED} \cdot D_P^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

ou

$$T_{G,P} = T_{G,M} \cdot \left(\frac{Q_P}{Q_M} \right)^2 \cdot \frac{D_M}{D_P} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{G,QD} \cdot Q_P^2 \cdot \frac{1}{D_P} \cdot \rho_P$$

Il faut noter que le couple hydraulique sur les directrices du prototype ainsi obtenu ne comprend pas le couple de frottement dans les paliers et les joints des directrices et dans le mécanisme de manœuvre du distributeur. Habituellement, le couple de frottement dans les paliers est assez faible à cause des vibrations des directrices, tandis que le frottement dans le mécanisme de manœuvre liant les directrices au(x) servomoteur(s) est plus important. La valeur totale des couples de frottement du prototype est à déterminer par le calcul ou par expérience, d'après des mesures sur site.

The stability of the no-load operating point and the hysteresis due to loading and unloading shall be checked, as well as the drift of the measuring signal under constant load. The result of calibration is usually an averaged calibration curve with the output signal versus calibration torque.

4.6.2.5 Checks before and during measurement

It is recommended that after installation of the guide vane in the model, a check loading is made (especially when the guide vane was calibrated in a separate calibration device) in order to prove the correct mechanical installation (no friction) and to check the processing of the measuring signal and the sign for opening and closing tendency.

Preliminary tests including a rotational speed variation shall demonstrate that filtering the noise of the measuring signal does not affect the signal itself and that resonance conditions are avoided. Before and after each test series, the measuring signal at zero-load shall be recorded and checked.

In pump mode it should be possible to identify the impeller blade passing frequency as dominating excitation frequency. This can also be the case for pump-turbines in turbine mode.

4.6.2.6 Calculation of dimensionless torque factors and prototype guide vane torques

For each operating point a mean value T_G is determined which can be used to calculate a dimensionless guide vane torque factor $T_{G,ED}$ or $T_{G,QD}$.

Definition of guide vane torque factors (see 1.3.3.13.1):

$$T_{G,ED} = \frac{T_G}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

or

$$T_{G,QD} = \frac{T_G \cdot D}{\rho \cdot Q^2}$$

Based on hydraulic similarity conditions, the prototype guide vane torque can be calculated either using one of the torque factors or the absolute model values.

$$T_{G,P} = T_{G,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{G,ED} \cdot D_P^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

or

$$T_{G,P} = T_{G,M} \cdot \left(\frac{Q_P}{Q_M} \right)^2 \cdot \frac{D_M}{D_P} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{G,QD} \cdot Q_P^2 \cdot \frac{1}{D_P} \cdot \rho_P$$

It is to be noted that the resulting hydraulic prototype guide vane torque does not include friction in the guide vane bearing, seals and adjustment mechanism. Usually the bearing friction torque is rather small due to vibrations of the guide vanes, whereas the friction in the adjusting mechanism linking guide vanes and servo motor(s) is more important. The total amount of prototype friction torque is to be determined by calculation or by experience from site measurements.

4.6.2.7 Présentation graphique des résultats

Pour les fonctionnements normaux en turbine ou en pompe, le couple sur les directrices ou le facteur de couple est généralement représenté en fonction de l'angle du distributeur dans des conditions hydrauliques déterminées (par exemple pour une valeur déterminée de $E_{P,sp}$). En outre, pour les fonctionnements en mode pompe, la valeur caractéristique du couple sur les directrices ou du facteur de couple est habituellement celle correspondant à la courbe enveloppe E_{nD} fonction de Q_{nD} .

Le couple sur les directrices se produisant dans un ou plusieurs quadrants (voir 4.7.2) est mesuré habituellement pour plusieurs valeurs de l'angle du distributeur et il est représenté en fonction du facteur de vitesse n_{ED} ou du facteur de débit Q_{ED} .

Des exemples de résultats d'essais sont présentés sur la Figure 107, la Figure 108 et la Figure 109.

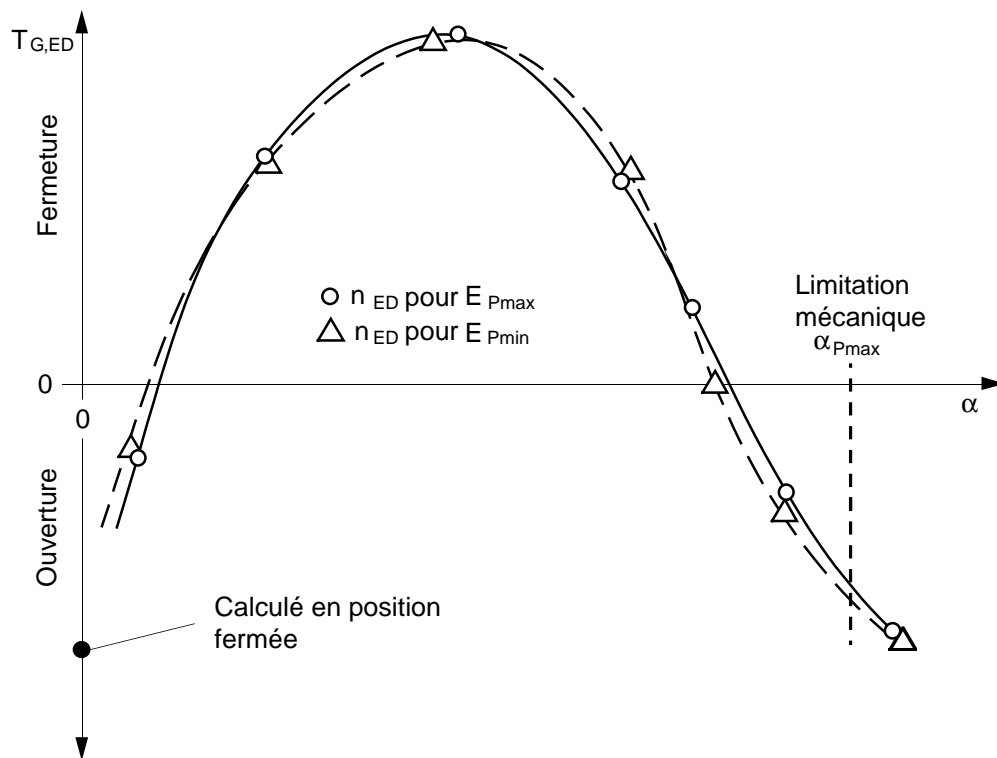


Figure 107 – Facteur de couple sur les directrices en fonction de l'angle du distributeur, mesuré en mode turbine à différentes énergies hydrauliques massiques

4.6.2.7 Graphical presentation of results

For normal operation in both turbine mode or pump mode the guide vane torque or the corresponding factor is usually represented versus the guide vane angle at defined hydraulic conditions (e.g. at a selected $E_{P,sp}$). Moreover, in pump mode the relevant value of the guide vane torque or of the corresponding factor usually corresponds to the envelope curve E_{nD} versus Q_{nD} .

Guide vane torques occurring in one or more quadrants (see 4.7.2) are usually measured at several constant guide vane angles and are presented as a function of the speed factor n_{ED} or discharge factor Q_{ED} .

Examples of test results are presented in Figure 107, Figure 108 and Figure 109.

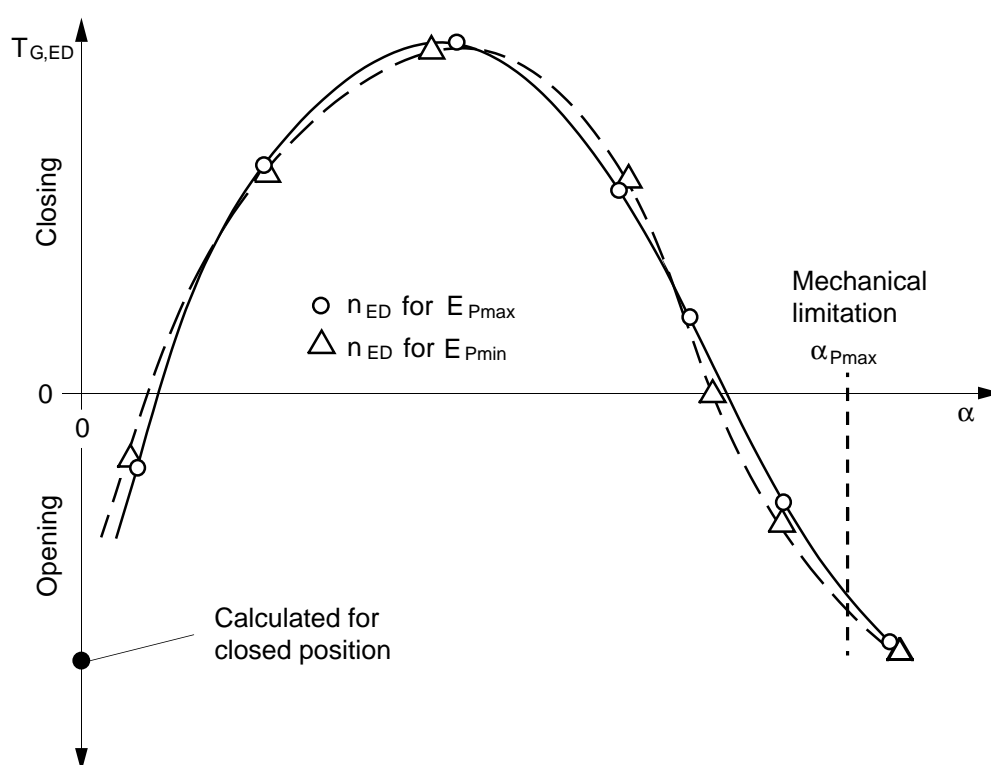


Figure 107 – Guide vane torque factor versus guide vane angle measured at different constant specific hydraulic energies in turbine mode

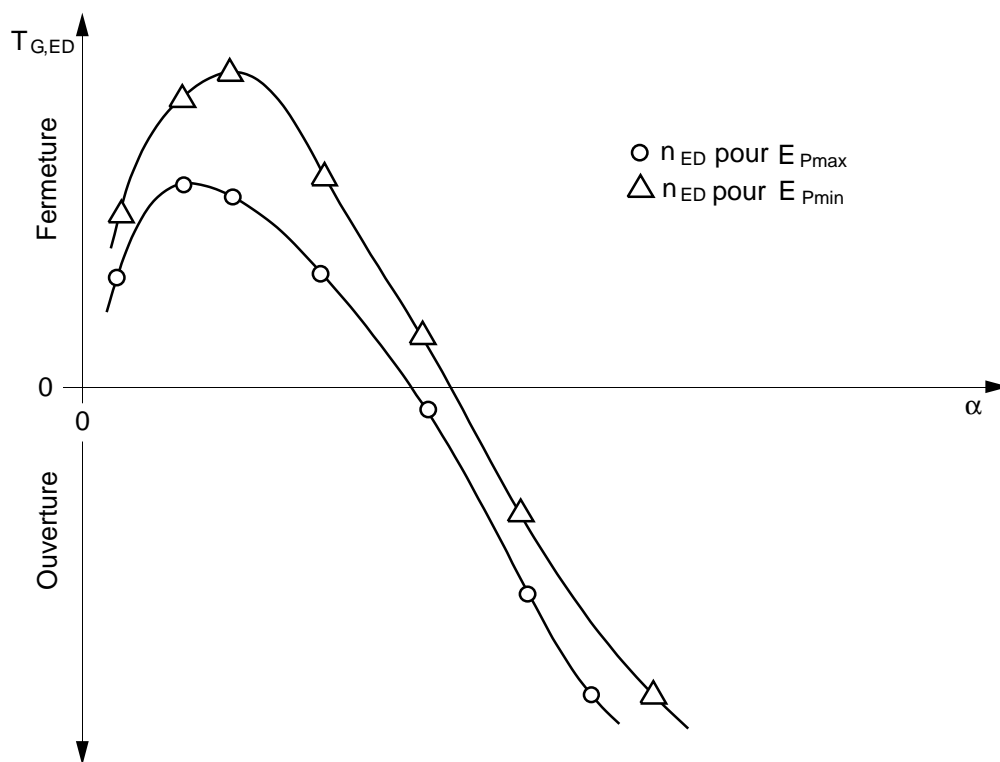


Figure 108 – Facteur de couple sur les directrices en fonction de l'angle du distributeur, mesuré en mode pompe à différentes énergies hydrauliques massiques

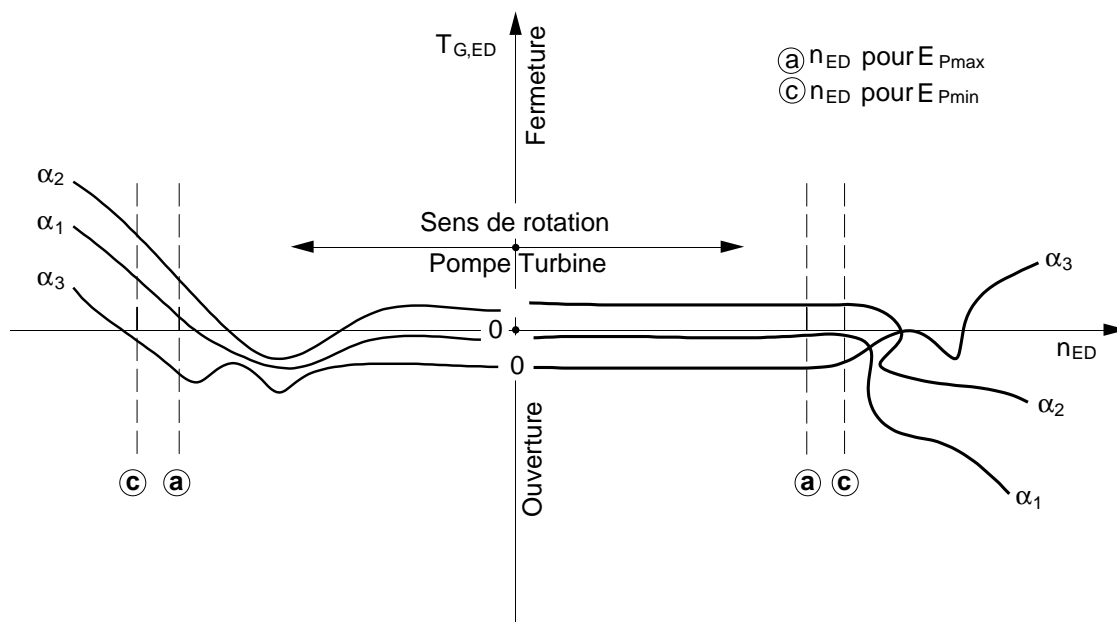


Figure 109 – Facteur de couple sur les directrices en fonction du facteur de vitesse mesuré pour différents angles du distributeur dans les quatre quadrants d'une pompe-turbine

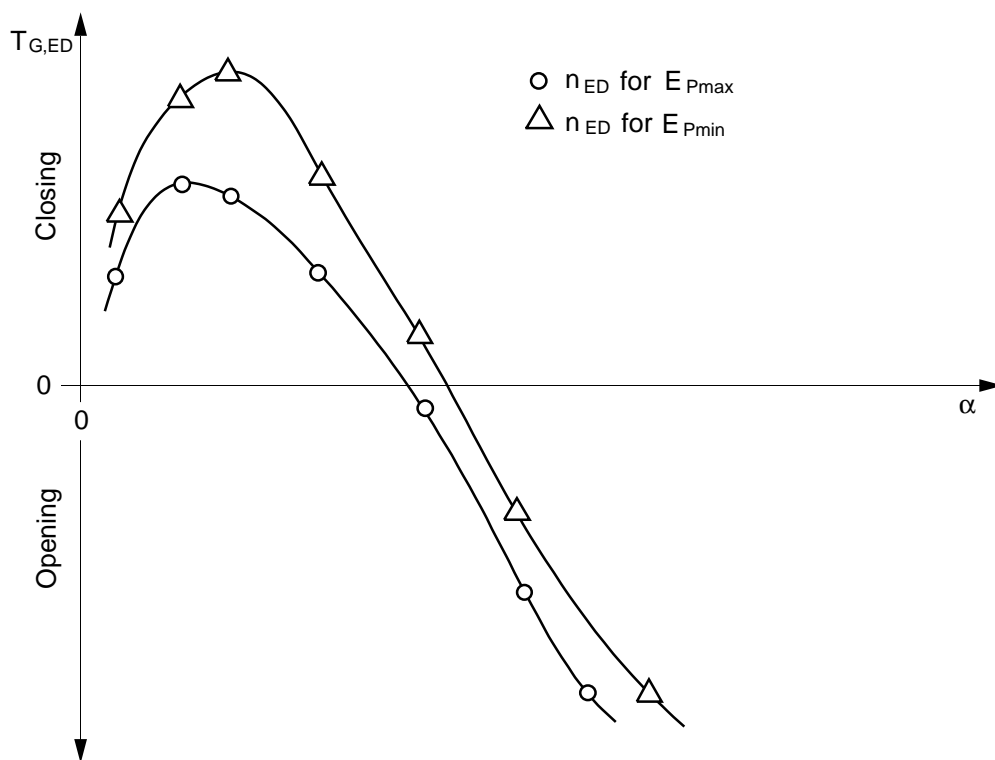


Figure 108 – Guide vane torque factor versus guide vane angle measured at different constant specific hydraulic energies in pump mode

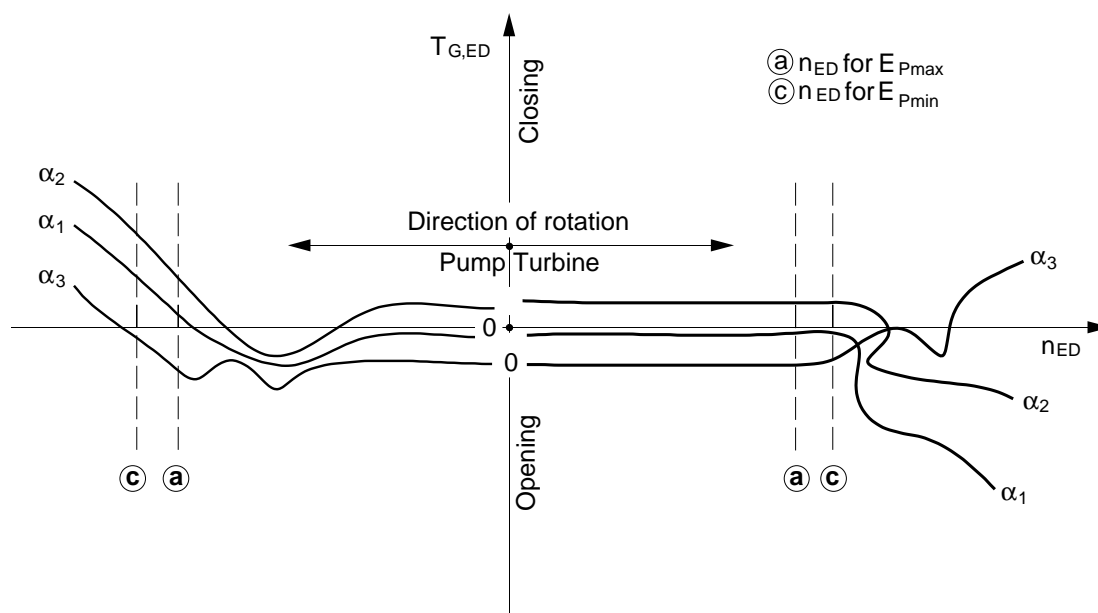


Figure 109 – Guide vane torque factor versus speed factor measured at different constant guide vane angles in the four quadrants of a pump-turbine

4.6.2.8 Comparaison des fluctuations de couple sur le modèle et le prototype

Dans la plupart des cas, il est conseillé de ne pas transposer directement les fluctuations de couple sur les directrices mesurées sur modèle aux conditions du prototype sans appliquer des corrections, car:

- a) les lois de similitude hydroélastique ne sont pas respectées;
- b) les amortissements dus à la masse ajoutée de l'eau et à la conception des paliers sont différents;
- c) les rapports des fréquences d'excitation et des fréquences propres sont différents.

4.6.2.9 Incertitude

L'incertitude sur les mesures de couple sur les directrices du modèle est influencée par les facteurs suivants:

- a) hystérésis de la courbe d'étalonnage des directrices instrumentées;
- b) répétabilité et dérive du point à couple nul;
- c) influence des divers frottements.

Dans de bonnes conditions de mesure, on peut déterminer les valeurs moyennes du couple hydraulique sur le modèle avec une incertitude d'environ ± 5 % des valeurs moyennes maximales. L'incertitude sur les valeurs correspondantes que l'on en déduit pour le prototype est d'environ $\pm (5 \text{ à } 10)$ % de la valeur moyenne maximale pour le prototype.

L'amplitude des fluctuations de couple sur les directrices du modèle en fonctionnement normal peut être déterminée avec une incertitude meilleure qu'environ ± 10 %, tandis que les valeurs que l'on peut prédire pour le prototype peuvent présenter une incertitude allant jusqu'à $\pm (50 \text{ à } 100)$ %.

L'angle du distributeur correspondant à un couple nul, s'il existe, peut être déterminé avec une incertitude meilleure que $\pm 1^\circ$ sur le modèle, et peut être prédite pour le prototype avec une incertitude d'environ $\pm 2^\circ$. Cet angle à couple nul peut varier le long de la circonférence selon les conditions d'écoulement à l'entrée et à la sortie.

4.6.3 Couple sur les pales de roue

4.6.3.1 Nombre de pales instrumentées

Dans les machines de type diagonal ou axial à pales de roue réglables, le couple sur les pales est habituellement mesuré sur une seule pale.

4.6.3.2 Nombre de points d'essai

Le nombre de points d'essai dépend de l'objectif des essais. Cependant, il faut noter que, pour les machines à double réglage, le couple sur les pales dépend de l'inclinaison des pales, de l'ouverture du distributeur et du point de fonctionnement. En fonctionnement normal, l'inclinaison des pales et l'ouverture du distributeur sont liées par la came de conjugaison. En régime transitoire, on peut observer de nombreuses positions hors conjugaison. Il est donc nécessaire d'effectuer les mesures pour un nombre assez important de points de fonctionnement afin de vérifier la valeur du couple sur les pales en fonctionnement hors conjugaison.

4.6.2.8 Comparison of guide vane torque fluctuations on model and prototype

In most cases the guide vane torque fluctuations measured on the model should not be directly scaled up to prototype conditions without applying corrections because of the following aspects:

- a) the hydroelastic similarity laws are not fulfilled;
- b) damping effects due to water added mass and bearing design are different;
- c) the ratios of excitation frequencies and natural frequencies are different.

4.6.2.9 Uncertainty

The uncertainty of model guide vane torque results is influenced by the following factors:

- a) hysteresis of the calibration curve of the instrumented guide vanes;
- b) repeatability and drift of the zero torque point;
- c) influence of any friction effects.

With good measurement conditions, it is possible to determine the mean values of model hydraulic torque with an uncertainty of about $\pm 5\%$ of the maximum mean values. The uncertainty in corresponding derived prototype values is about $\pm (5 \text{ to } 10)\%$ of the maximum prototype mean value.

Amplitudes of guide vane torque fluctuations of the model in normal operation can be determined with an uncertainty smaller than about $\pm 10\%$, whereas predicted prototype values can have an uncertainty up to $\pm (50 \text{ to } 100)\%$.

The zero torque guide vane angles, if any, can be determined with an uncertainty smaller than $\pm 1^\circ$ on the model and can be predicted for the prototype with an uncertainty of about $\pm 2^\circ$. This zero torque angle can vary along the circumference depending on the variation of inflow and/or outflow conditions.

4.6.3 Runner blade torque

4.6.3.1 Number of instrumented blades

In case of diagonal and axial type machines with adjustable runner/impeller blades, the runner blade torque is usually measured on one blade.

4.6.3.2 Number of test points

The number of test points depends on the purpose of the test. For a double regulated machine the runner blade torque depends on the runner blade angle, guide vane angle and on the operating point. During normal operation, runner blade and guide vane angles are at on-cam positions. In transient conditions, numerous off-cam positions occur. Therefore, it is necessary to measure enough test points for checking the runner blade torque values occurring in off-cam operation.

4.6.3.3 Mode opératoire

Dans la plupart des cas, ces essais sont effectués à une valeur élevée du nombre de Thoma, soit $\sigma > \sigma_{pl}$. Cependant, à grand débit, la cavitation sur les pales peut influencer sur le couple qu'elles subissent. Il faut donc, en quelques points de fonctionnement, vérifier aussi l'effet d'une variation de σ sur le couple sur les pales.

Sur la plupart des modèles, l'inclinaison des pales est réglée manuellement à l'arrêt. En conséquence, les essais de couple sur les pales sont généralement effectués à inclinaison des pales constante, en faisant varier systématiquement un paramètre hydraulique tel que le facteur de vitesse n_{ED} et l'ouverture du distributeur, de manière à couvrir tout le domaine de fonctionnement désiré.

4.6.3.4 Dispositif de mesure

Généralement, le couple hydraulique agissant sur une pale de roue est déterminé en mesurant la déformation de torsion du tourillon de pale au moyen de jauges de contrainte collées. L'extrémité du tourillon est fixée à l'intérieur du moyeu. Il est possible soit d'utiliser un tourillon normal, souvent en réduisant son diamètre, soit de remplacer le tourillon normal par un tourillon instrumenté spécial, qui peut être d'un matériau différent avec un module d'élasticité et une hystérésis de déformation convenables. La Figure 110 illustre un exemple de conception d'un dispositif télémétrique.

Afin d'éviter que les mesures soient perturbées par des frottements, le tourillon instrumenté peut être supporté par des paliers à billes, et les jeux au moyeu et en bout de pale peuvent être légèrement accrus.

Le dispositif de mesure doit permettre de ne mesurer rien d'autre que la contrainte de torsion.

Si l'emplacement de la mesure n'est pas en air sec, il est important d'appliquer une bonne protection de surface contre l'humidité. Il est recommandé de contrôler périodiquement la résistance d'isolement électrique.

Le signal de mesure provenant du moyeu peut être transmis par l'arbre à des contacts glissants ou par télémétrie aux enregistreurs extérieurs au modèle.

4.6.3.5 Etalonnage

Pour l'étalonnage, on applique généralement des charges statiques à la pale instrumentée, dans le sens de l'ouverture et de la fermeture, à l'aide d'un bras de levier connu et de masses certifiées. On peut faire l'étalonnage sur la pale montée sur le moyeu ou en installant la pale sur un dispositif d'étalonnage spécial.

La stabilité du point à couple nul et l'hystérésis due aux montées et descentes de charge, ainsi que la dérive du signal de mesure à charge constante doivent être vérifiées. L'étalonnage se traduit généralement par une courbe moyenne donnant le signal de sortie en fonction du couple à l'étalonnage.

4.6.3.3 Test procedure

In most cases such tests are performed at high Thoma number values, i.e. $\sigma > \sigma_{pl}$. However, at large discharge values, cavitation on the runner blades can affect the resulting blade torque. Therefore, at some selected operating points, the impact of variable σ on runner blade torque can also be checked.

On most models the runner blade angle is adjusted manually at stand still. As a consequence, runner blade torque tests are performed at selected constant runner blade angles whereas a hydraulic parameter, e.g. the speed factor n_{ED} , and the guide vane angle are varied systematically, covering the whole range of interest.

4.6.3.4 Measuring arrangement

Usually the hydraulic torque acting on a runner or impeller blade is determined by measuring the torsional deformation of the blade trunnion using bonded strain gauges. The end of the trunnion is fixed inside the hub. It is possible to use the normal trunnion, often with a reduced diameter, or to replace the normal trunnion by a special measuring trunnion, sometimes of a different material with a suitable elastic modulus and load hysteresis. Figure 110 illustrates a design example using telemetry.

In order to avoid disturbing effects by friction, the measuring trunnion can be supported by ball bearings, and the blade-hub and tip clearances can be somewhat increased.

The arrangement shall be such that only the torsional strain is measured.

If the measuring section is not located in dry air, it is important that a good surface protection against humidity is applied. The electric insulation resistance should be checked periodically.

The measuring signal from the hub is transmitted either through the shaft to slip rings or by telemetry to the recording device outside the model machine.

4.6.3.5 Calibration

For calibration, static loads are usually applied on the measuring runner blade in opening and closing directions by means of a known lever arm and certified masses. The calibration can be made with the instrumented blade installed in the hub or by installing the instrumented blade in a special calibration device.

The stability of the zero torque point and the hysteresis due to loading and unloading shall be checked, as well as the drift of the measuring signal under constant load. The result of calibration is usually an averaged calibration curve with the output signal versus the calibration torque.

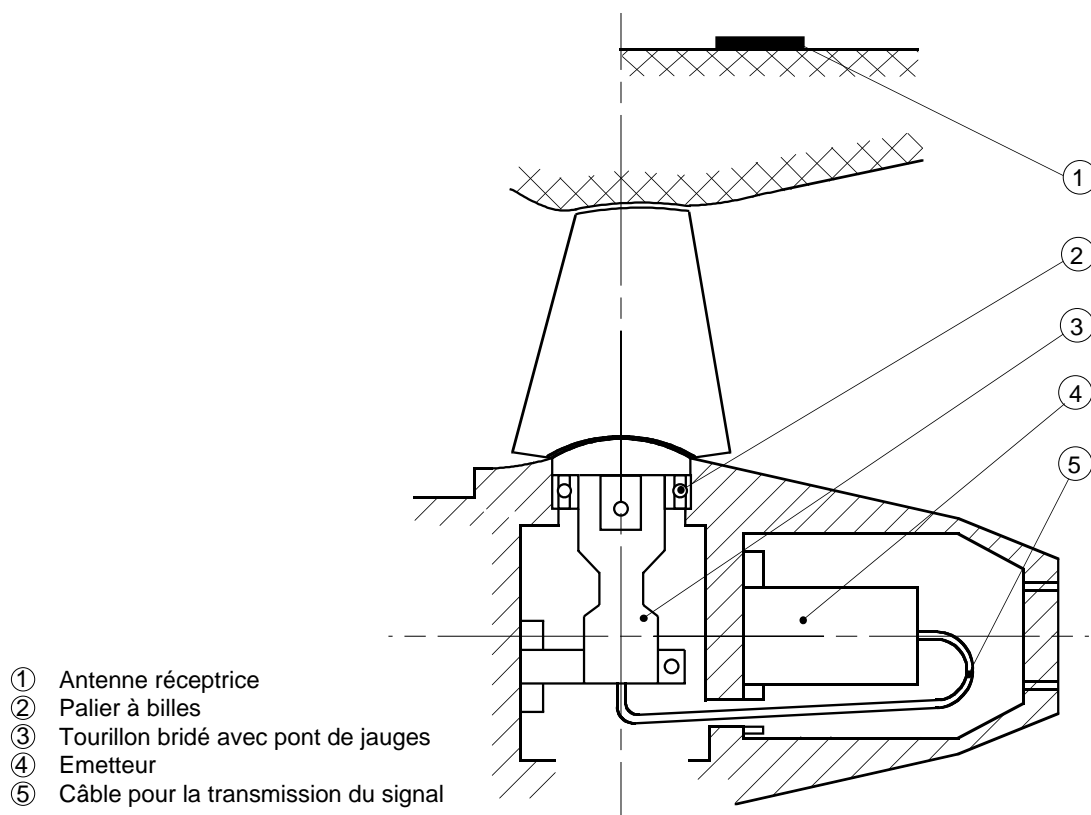


Figure 110 – Exemple d'un dispositif de mesure du couple sur les pales avec transmission téléométrique

4.6.3.6 Contrôles avant et pendant les mesures

Après le montage de la pale sur le modèle, il est recommandé de procéder à une mise en charge de contrôle à l'arrêt (particulièrement lorsque la pale a été étalonnée sur un dispositif séparé) afin de vérifier que son installation mécanique est correcte (pas de frottement) et de contrôler le traitement du signal de mesure et le signe de la tendance à l'ouverture ou à la fermeture.

Des essais préliminaires avec variation de la vitesse de rotation doivent démontrer que le filtrage du bruit du signal de mesure n'altère pas celui-ci et qu'on ne se trouve pas dans des conditions de résonance. Avant et après chaque série d'essais, le signal de mesure à vide doit être enregistré et contrôlé.

4.6.3.7 Prise en compte des efforts centrifuges

Le couple mesuré résulte de la répartition des pressions hydrauliques autour de la pale et du moment de la résultante des forces centrifuges, qui n'agit généralement pas selon l'axe du tourillon de la pale. Lorsque ce n'est pas le même matériau qui est utilisé pour la pale du modèle et celle du prototype, il faut distinguer ces deux composantes du couple. Il est recommandé de déterminer séparément le couple dû aux efforts centrifuges, à l'aide d'un essai fait avec la roue tournant dans l'air à différentes vitesses de rotation et pour différentes inclinaisons de la pale, ou par un calcul approprié.

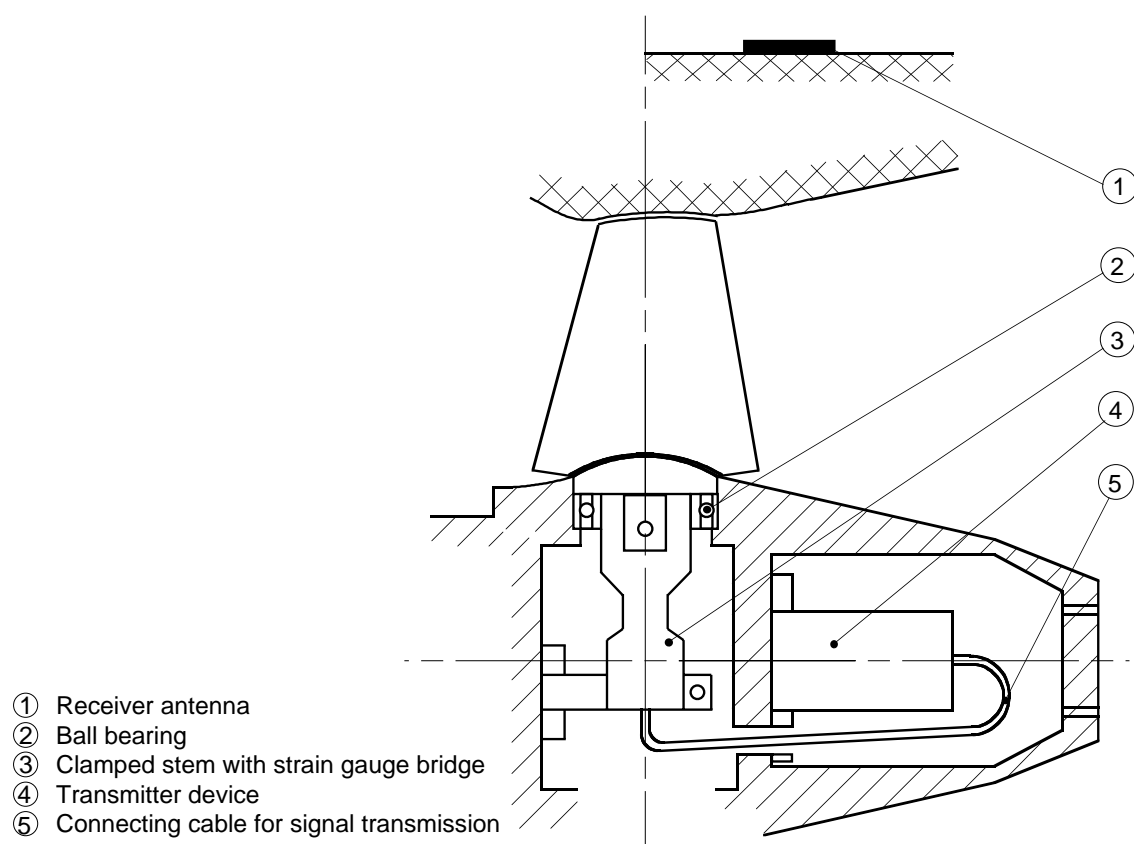


Figure 110 – Example for runner blade torque measuring arrangement using telemetry

4.6.3.6 Checks before and during measurement

It is recommended that after installation of the instrumented runner blade in the model, a check loading is made at standstill (especially when the runner blade was calibrated in a separate calibration device) in order to prove the correct mechanical installation (no friction) and to check the processing of the measuring signal and the sign for opening and closing tendency.

Preliminary tests, including a rotational speed variation, shall demonstrate that filtering the noise of the measuring signal does not affect the signal itself and that resonance conditions are avoided. Before and after each test series the measuring signal at zero-load shall be recorded and checked.

4.6.3.7 Consideration of centrifugal effects

The measured torque is a result of the hydraulic pressure distribution around the blade and of the momentum due to the resulting centrifugal force which normally does not act in direction of the blade-trunnion centre-line. When different blade materials are used for model and prototype, it is necessary to separate both torque components. It is recommended to determine the blade torque due to centrifugal effects separately, by means of a test with the runner spinning in air with different rotational speeds and blade angles or by appropriate calculation.

Par conséquent, pour chaque point de fonctionnement, le couple hydraulique T_{Bh} est la différence entre le couple mesuré T_{Btot} et le couple dû aux efforts centrifuges T_{Bc} :

$$T_{Bh} = T_{Btot} - T_{Bc}$$

4.6.3.8 Calcul des facteurs de couple adimensionnels et du couple hydrodynamique sur les pales du prototype

Pour chaque point d'essai, on détermine une valeur moyenne du couple hydrodynamique T_{Bh} , différence entre le couple mesuré T_{Btot} et le couple dû aux efforts centrifuges T_{Bc} . T_{Bh} peut être utilisée pour calculer un facteur adimensionnel de couple sur les pales $T_{Bh,ED}$.

Définition des facteurs/coefficients de couple sur les pales (voir 1.3.3.13):

Facteur de couple hydraulique sur les pales

$$T_{Bh,ED} = \frac{T_{Bh}}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

Coefficient de couple sur les pales dû aux efforts centrifuges:

$$T_{Bc,nD} = \frac{T_{Bc}}{\rho_B \cdot n^2 \cdot D^5} \quad \text{où } \rho_B \text{ est la masse volumique du matériau des pales}$$

Conformément aux lois de similitude hydraulique, on peut calculer le couple sur les pales du prototype soit en utilisant le facteur ou le coefficient de couple, soit à partir des valeurs absolues sur le modèle:

Couple hydraulique sur les pales du prototype:

$$T_{Bh,P} = T_{Bh,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{Bh,ED} \cdot D_P^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

Couple sur les pales du prototype dû aux efforts centrifuges:

$$T_{Bc,P} = T_{Bc,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \cdot \frac{n_P^2}{n_M^2} \cdot \frac{\rho_{BP}}{\rho_{BM}} = T_{Bc,nD} \cdot D_P^5 \cdot n_P^2 \cdot \rho_{BP}$$

Couple total sur les pales du prototype:

$$T_{Btot,P} = T_{Bh,P} + T_{Bc,P}$$

Il faut noter que le couple hydraulique sur les pales du prototype ainsi obtenu ne comprend pas le couple de frottement dans les paliers et les joints des pales et dans le mécanisme de manœuvre. Habituellement le couple de frottement dans les paliers est assez faible à cause des vibrations des pales, tandis que le frottement dans le mécanisme de manœuvre liant les pales au(x) servomoteur(s) est plus important. La valeur totale du couple de frottement du prototype est à déterminer par le calcul ou par expérience, d'après des mesures sur site.

4.6.3.9 Présentation graphique des résultats

Pour les fonctionnements normaux en turbine, le couple sur les pales ou le facteur de couple correspondant est généralement représenté, pour chaque valeur de l'inclinaison des pales, en fonction du facteur de vitesse n_{ED} ou du facteur de débit Q_{ED} pour différentes ouvertures constantes du distributeur. Un exemple de résultats d'essai est présenté à la Figure 111.

Consequently, for each operating point the hydrodynamic blade torque T_{Bh} is the difference between the measured torque T_{Btot} and the torque due to centrifugal effects T_{Bc} :

$$T_{Bh} = T_{Btot} - T_{Bc}$$

4.6.3.8 Calculation of dimensionless torque factors and prototype hydrodynamic runner blade torque

For each operating point a mean value T_{Bh} is determined as the difference between the measured torque T_{Btot} and the torque due to centrifugal effects T_{Bc} . T_{Bh} can be used to calculate a dimensionless torque factor $T_{Bh,ED}$.

Definition of blade torque factors/coefficients (see 1.3.3.13):

Hydraulic blade torque factor:

$$T_{Bh,ED} = \frac{T_{Bh}}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

Runner blade torque coefficient due to centrifugal effects:

$$T_{Bc,nD} = \frac{T_{Bc}}{\rho_B \cdot n^2 \cdot D^5} \quad \text{where } \rho_B \text{ is the density of blade material}$$

Based on hydraulic similarity conditions, the prototype runner blade torque can be calculated either using the torque factors/coefficients or the absolute model values.

Hydraulic prototype runner blade torque:

$$T_{Bh,P} = T_{Bh,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{Bh,ED} \cdot D_P^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

Prototype runner blade torque due to centrifugal effects:

$$T_{Bc,P} = T_{Bc,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^5 \cdot \frac{n_P^2}{n_M^2} \cdot \frac{\rho_{BP}}{\rho_{BM}} = T_{Bc,nD} \cdot D_P^5 \cdot n_P^2 \cdot \rho_{BP}$$

Total prototype runner blade torque:

$$T_{Btot,P} = T_{Bh,P} + T_{Bc,P}$$

It is to be noted that the hydraulic prototype runner blade torque does not include friction in the runner blade bearings and seals nor in the adjusting mechanism. Usually the bearing friction torque is rather small due to vibrations of the runner blades, whereas the friction in the adjusting mechanism linking runner blades and servo motor(s) is more important. The total amount of prototype friction torque is to be determined by calculation or by experience from site measurements.

4.6.3.9 Graphical presentation of results

For normal turbine mode operation the runner blade torque or the corresponding factor is usually represented for each runner blade angle as a function of the speed factor n_{ED} or discharge factor Q_{ED} for different constant guide vane openings. An example of test results is presented in Figure 111.

4.6.3.10 Comparaison des fluctuations de couple sur les pales sur le modèle et le prototype

Dans la plupart des cas, il est conseillé de ne pas transposer directement les fluctuations de couple sur les pales mesurées sur modèle aux conditions du prototype sans appliquer des corrections, car:

- a) les lois de similitude hydroélastique ne sont pas respectées;
- b) les amortissements dus à la masse ajoutée de l'eau et à la conception des paliers sont différents;
- c) les rapports des fréquences d'excitation et des fréquences propres sont différents.

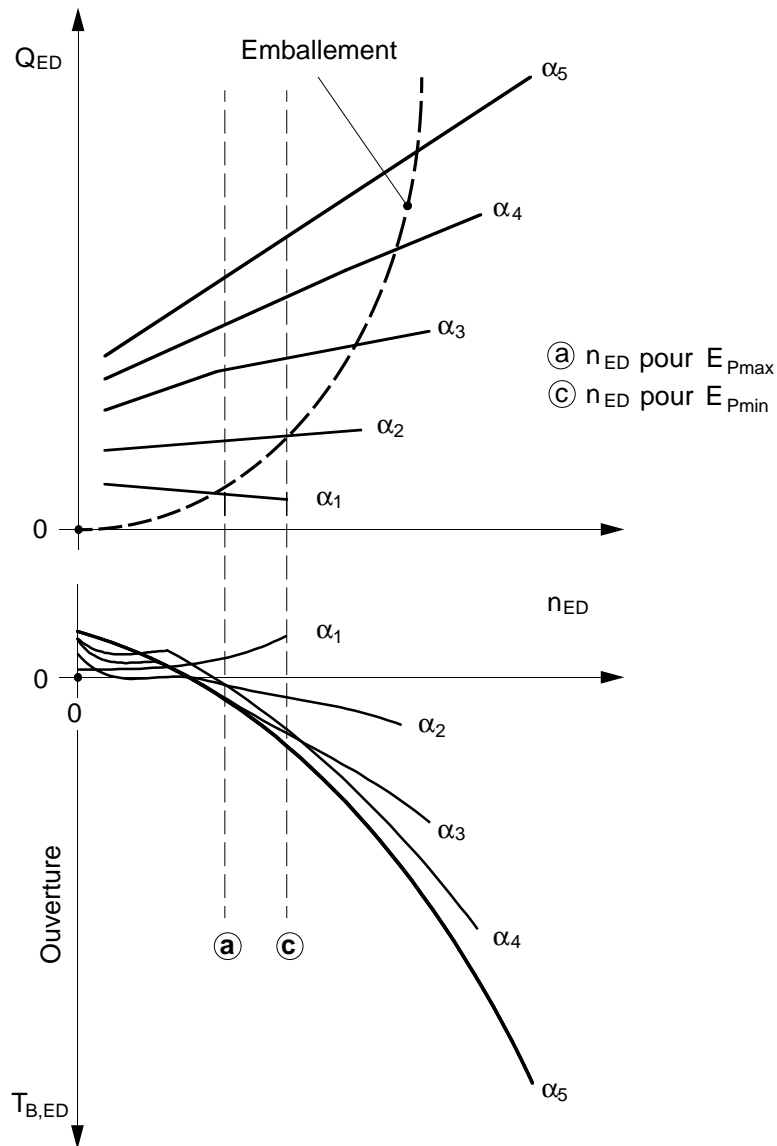


Figure 111 – Caractéristiques de fonctionnement et de couple hydraulique sur les pales d'une turbine axiale, mesurées à angle de pales β constant et pour différents angles α des directrices

4.6.3.10 Comparison of runner blade torque fluctuations on model and prototype

In most cases the runner blade torque fluctuations measured on the model should not directly be scaled up to prototype conditions without applying corrections because of the following aspects:

- a) the hydroelastic similarity laws are not fulfilled;
- b) damping effects due to water added mass and bearing design are different;
- c) the ratios of exciting frequencies and natural frequency are different.

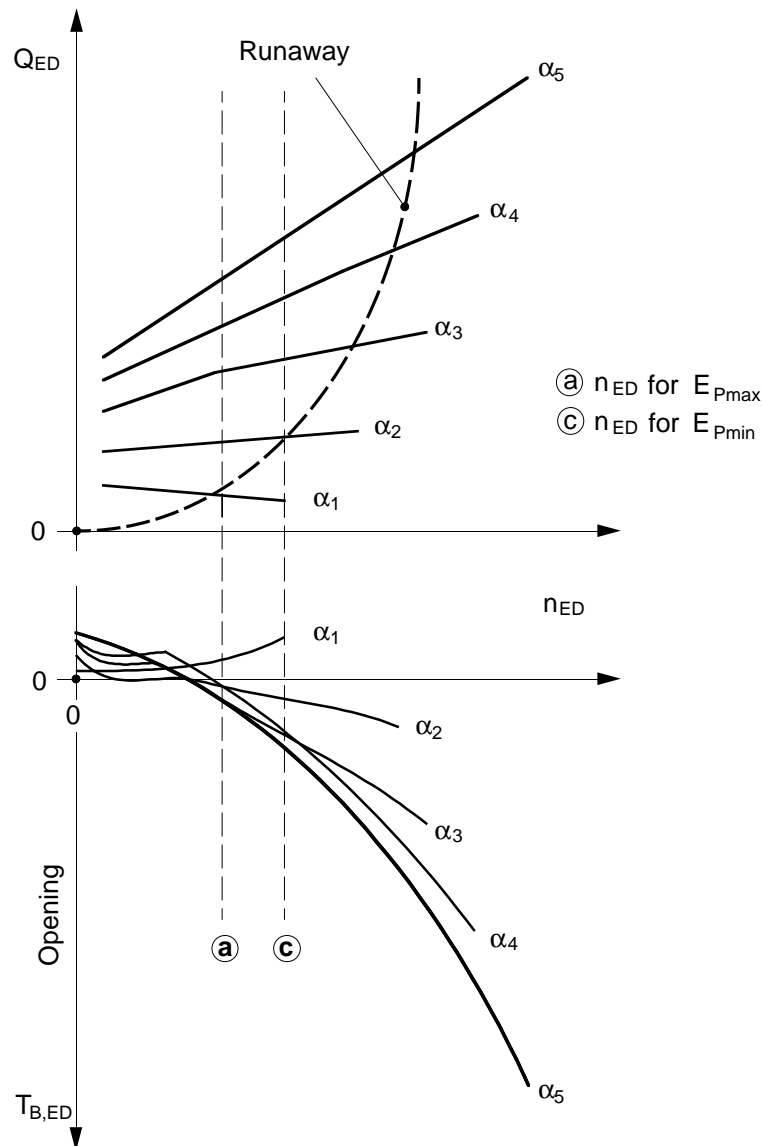


Figure 111 – Performance and hydraulic runner blade torque characteristics of an axial turbine measured at one constant runner blade angle β and various constant guide vane angles α

4.6.3.11 Incertitude

L'incertitude sur les mesures de couple sur les pales du modèle est influencée par les facteurs suivants:

- a) hystérésis de la courbe d'étalonnage de la pale instrumentée;
- b) répétabilité et dérive du point à couple nul;
- c) influence des divers frottements;
- d) influence de la cavitation.

Dans de bonnes conditions de mesure, on peut déterminer les valeurs moyennes du couple hydraulique sur le modèle avec une incertitude inférieure à environ ± 5 % des valeurs moyennes maximales. L'incertitude sur les valeurs correspondantes que l'on en déduit pour le prototype est d'environ $\pm (5 \text{ à } 10)$ % de la valeur moyenne maximale pour le prototype.

L'amplitude des fluctuations de couple sur les pales du modèle en fonctionnement normal peut être déterminée avec une incertitude meilleure qu'environ ± 10 %, tandis que les valeurs que l'on peut prédire pour le prototype peuvent présenter une incertitude allant jusqu'à $\pm (50 \text{ à } 100)$ %.

4.6.4 Force sur le pointeau et couple sur le déflecteur des turbines Pelton

Dans la plupart des cas, le mesurage de la force sur le pointeau et du couple sur le déflecteur est inutile, car ou bien on dispose de données suffisantes provenant d'essais antérieurs sur modèle ou sur site, ou bien on peut obtenir ces données par le calcul.

4.6.4.1 Nombre de pointeaux et de déflecteurs instrumentés

Dans les turbines Pelton à plusieurs jets, il suffit de mesurer les efforts hydrauliques sur un seul pointeau ou un seul déflecteur, car les écarts de débit entre les différents injecteurs ne sont pas significatifs quant à ces mesures.

4.6.4.2 Mode opératoire

La force sur le pointeau et le couple sur le déflecteur dépendent principalement de leur position et du débit. Il y a aussi sur ce couple un effet exercé par l'eau rejaillissant à l'intérieur du bâti. Le facteur de vitesse de la roue n'a pas d'influence sur la force sur le pointeau et n'en a que peu sur le couple sur le déflecteur. Ainsi, la force sur le pointeau et le couple sur le déflecteur peuvent être déterminés en une seule série d'essais au cours desquels on fait varier systématiquement la course du pointeau de la fermeture à la pleine ouverture et, pour certaines positions déterminées, on fait de plus varier l'angle du déflecteur.

4.6.4.3 Dispositif de mesure

- a) Force sur le pointeau: on peut mesurer directement la force hydraulique agissant sur le pointeau au moyen de capteurs dynamométriques fixés à l'intérieur du servomoteur interne et liés mécaniquement à l'extrémité de la tige du pointeau. On peut aussi prolonger la tige du pointeau à travers la buse de façon à placer le capteur dynamométrique à l'extérieur. En outre, il convient d'enregistrer la pression statique dans le corps de l'injecteur pour pouvoir tenir compte d'une éventuelle force résultant d'un rapport des diamètres de l'embouchure et de la tige du pointeau différent entre le modèle et le prototype.
- b) Couple sur le déflecteur: on peut déterminer le couple hydraulique exercé sur le déflecteur en mesurant ses déformations au moyen de jauges de contrainte fixées sur son support ou sur le mécanisme de réglage. Dans les turbines Pelton à axe horizontal, le couple sur le déflecteur comprend le couple hydrodynamique et un couple dû à la pesanteur du déflecteur lui-même. Il est donc recommandé de mesurer celui-ci au préalable dans l'air afin d'obtenir le couple hydrodynamique proprement dit à partir du couple mesuré.

4.6.3.11 Uncertainties

The uncertainty of model runner blade torque results is influenced by the following factors:

- a) hysteresis of the calibration curve of the instrumented runner blade;
- b) repeatability and drift of the zero torque point;
- c) influence of any friction effects;
- d) influence of cavitation.

With good measurement conditions, it is possible to determine the mean values of model hydraulic torque with an uncertainty smaller than about $\pm 5\%$ of the maximum mean values. The uncertainty in corresponding derived prototype values is about $\pm (5 \text{ to } 10)\%$ of the maximum prototype mean values.

Amplitudes of runner blade torque fluctuations on the model in normal operation can be determined with an uncertainty smaller than about $\pm 10\%$, whereas predicted prototype values can have an uncertainty of up to about $\pm (50 \text{ to } 100)\%$.

4.6.4 Pelton needle force and deflector torque

In most cases it is not necessary to measure needle forces and deflector torques because either sufficient data are available from model or site tests or the data can be calculated.

4.6.4.1 Number of measuring needles and deflectors

In multi-jet Pelton turbines, it is sufficient to measure the hydraulic load on only one needle and/or one deflector, because the flow differences between the various nozzles are not significant for these measurements.

4.6.4.2 Test procedure

The needle force and the deflector torque mainly depend on their position and on the discharge. There is also an impact of the splashing water in the housing on the deflector torque. The speed factor of the runner has no influence on the needle force and only a small influence on the deflector torque. Needle force and deflector torque can therefore be determined by one test series, where the stroke is varied systematically from closed to fully open position, and at some selected stroke positions the deflector angle is also varied.

4.6.4.3 Measuring arrangement

- a) Needle force: the hydraulic force acting on the needle can be directly measured by means of load cell fixed inside the inner servomotor and mechanically connected to the rod end of the needle. It is also possible to extend the needle rod through the distributor such that the load cell can be fixed outside. In addition, the static pressure should be recorded in the nozzle body to consider a possible force resulting from different diameter ratios between nozzle opening and needle rod on model and prototype.
- b) Deflector torque: the hydraulic torque acting on the deflector can be determined by measuring deformations with strain gauges applied at its supporting structure or adjusting mechanism. In case of horizontal shaft Pelton turbines, deflector torque includes both hydraulic torque and gravitational torque acting on the deflector. Therefore, the gravitational torque should be measured beforehand in air to obtain the proper hydraulic torque from the measured torque.

La conception du dispositif doit être telle que les mesures de force ou de couple ne soient pas affectées de façon significative par les frottements. Si l'emplacement de la mesure n'est pas en air sec, il est important d'appliquer une bonne protection de surface contre l'humidité. Il est recommandé de vérifier périodiquement la résistance d'isolement électrique.

4.6.4.4 Etalonnage

L'étalonnage est fait de préférence avec le même dispositif de mesure que pendant les essais afin de vérifier ou de prendre en compte les forces de frottement dans les paliers et les joints.

- a) Force sur le pointeau: le capteur dynamométrique installé sur la tige du pointeau est chargé statiquement par des masses certifiées.
- b) Couple sur le déflecteur: il faut prévoir un dispositif permettant d'appliquer au déflecteur des forces ou des couples connus à l'aide d'un capteur dynamométrique étalonné ou de masses certifiées. Dans le cas d'une force, il est important de déterminer sa direction et la distance à l'axe de rotation (longueur du bras de levier).

4.6.4.5 Contrôles avant et pendant les mesures

Avant et après chaque série d'essais, on doit enregistrer et contrôler le signal de mesure à l'arrêt (injecteur non complètement fermé, déflecteur ne touchant pas sa butée). Des essais préliminaires doivent démontrer que le facteur de force et/ou le facteur de couple ne dépendent pas de la vitesse de rotation d'essai ni de l'énergie hydraulique massique d'essai.

4.6.4.6 Calcul des facteurs de force et de couple adimensionnels et des grandeurs relatives au prototype

Pour chaque point d'essai, on détermine une valeur moyenne F_N ou T_D qui peut être utilisée pour calculer un facteur adimensionnel de force sur le pointeau F_{NED} ou un facteur adimensionnel de couple sur le déflecteur $T_{D,ED}$.

Définition du facteur de force sur le pointeau (voir 1.3.3.13.2):

$$F_{NED} = \frac{F_N}{\rho \cdot D^2 \cdot E}$$

Définition du facteur de couple sur le déflecteur (voir 1.3.3.13.1):

$$T_{D,ED} = \frac{T_D}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

Conformément aux lois de similitude hydraulique, on peut calculer la force sur le pointeau du prototype et/ou le couple sur le déflecteur du prototype soit en utilisant les facteurs de force et/ou de couple, soit à partir des valeurs absolues sur le modèle:

Force hydraulique sur le pointeau du prototype:

$$F_{N,P} = F_{N,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{NED} \cdot D_P^2 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

Dans le cas où les diamètres de la tige du pointeau sur modèle et sur prototype ne sont pas homologues, on doit appliquer une correction pour obtenir la force totale F_{NtotP} sur le pointeau du prototype.

The design shall be such that the force or torque measurement is not significantly affected by friction effects. If the measuring section is not located in dry air, it is important that a good surface protection against humidity is applied. The electric insulation resistance should be checked periodically.

4.6.4.4 Calibration

Preferably the calibration is made with the same measuring arrangement as used for the tests in order to check and/or to consider the friction forces of the bearing and seal system.

- a) Needle force: the load cell installed on the needle rod is loaded statically with certified masses.
- b) Deflector torque: provisions shall be made to apply on the deflector known forces or torques using a calibrated load cell or certified masses. In case of a force, it is important to determine its direction and the distance to the pivot (length of the lever arm).

4.6.4.5 Checks before and during measurement

Before and after each test series, the measuring signal at standstill (nozzle not completely closed, deflector not touching its stop) shall be recorded and checked. Preliminary tests shall demonstrate that the force factor and/or torque factor are not dependent on the test rotational speed nor on the test specific hydraulic energy.

4.6.4.6 Calculation of dimensionless force and torque factors and prototype data

For each operating point, a mean value F_N and/or T_D is determined which can be used to calculate a dimensionless needle force factor $F_{N,ED}$ and/or a dimensionless torque factor $T_{D,ED}$.

Definition of needle force factor (see 1.3.3.13.2):

$$F_{N,ED} = \frac{F_N}{\rho \cdot D^2 \cdot E}$$

Definition of deflector torque factor (see 1.3.3.13.1):

$$T_{D,ED} = \frac{T_D}{\rho \cdot D^3 \cdot E}$$

Based on hydraulic similarity conditions, the prototype needle force and/or deflector torque can be calculated either using the force and/or torque factors or the absolute model values.

Calculation of hydraulic prototype needle force:

$$F_{N,P} = F_{N,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = F_{N,ED} \cdot D_P^2 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

If needle rod diameters on model and prototype are non-homologous, a correction shall be applied to get the total force F_{NtotP} .

Couple hydraulique sur le déflecteur du prototype:

$$T_{D,P} = T_{D,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{D,ED} \cdot D_P^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

4.6.4.7 Présentation graphique des résultats

En général, le facteur de force sur le pointeau est représenté en fonction de la course du pointeau, s , rapportée par exemple au diamètre de sortie de la buse: $F_{N,ED} = f(s/d)$. Lorsque l'injecteur est fermé, $s = 0$. Un exemple est présenté à la Figure 112.

En général, le facteur de couple sur le déflecteur est représenté en fonction de la position du déflecteur.

4.6.4.8 Comparaison des fluctuations de la force sur le pointeau et du couple sur le déflecteur sur le modèle et le prototype

Comme l'écoulement dans la roue ne réagit pas sur le pointeau, les fluctuations de la force sur celui-ci sont négligeables. A pleine ouverture, le déflecteur est soumis aux éclaboussures de l'eau rejaillissant de la roue, ce qui entraîne des fluctuations du couple. Lorsque le déflecteur est en action, les fluctuations de couple sont dues essentiellement aux éclaboussures provenant du jet dévié. Comme, dans la plupart des cas, la similitude hydraulique n'est pas respectée pour l'écoulement diphasique dans le bâti, il n'est pas recommandé de transposer directement au prototype les fluctuations de couple sur le déflecteur mesurées sur le modèle.

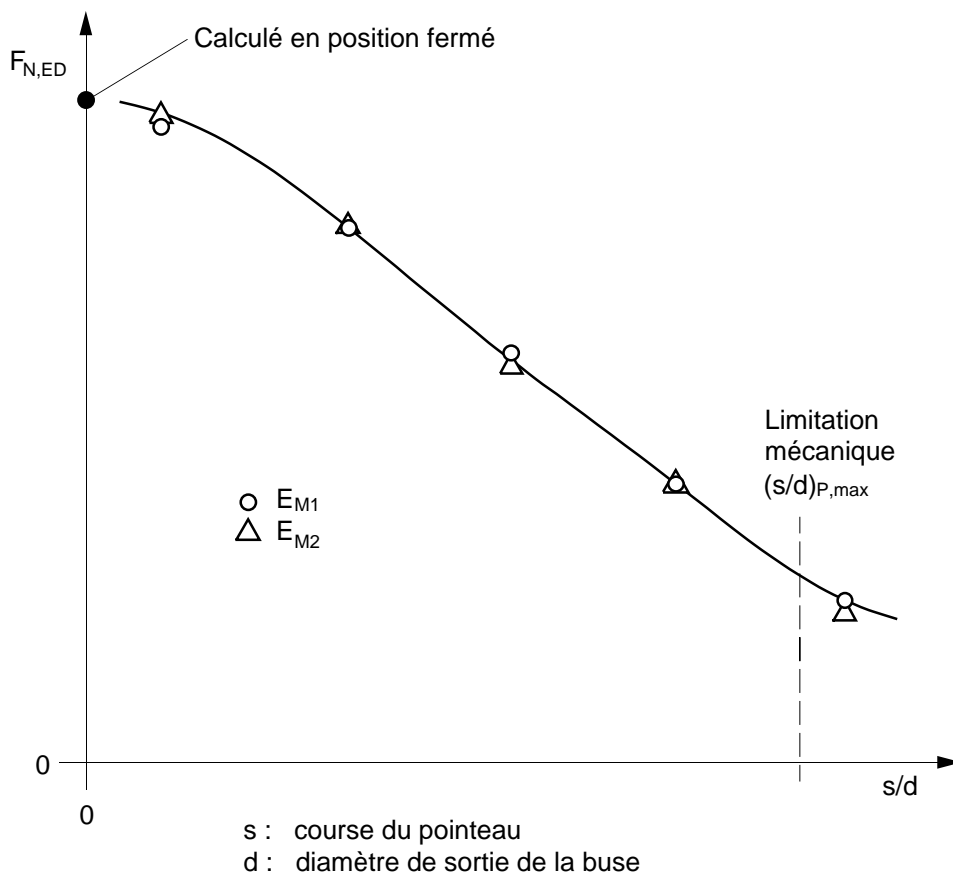


Figure 112 – Facteur de force sur le pointeau d'une turbine Pelton en fonction de la course relative du pointeau

Calculation of hydraulic prototype deflector torque:

$$T_{D,P} = T_{D,M} \cdot \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \cdot \frac{E_P}{E_M} \cdot \frac{\rho_P}{\rho_M} = T_{D,ED} \cdot D_P^3 \cdot E_P \cdot \rho_P$$

4.6.4.7 Graphical presentation of results

Usually the needle force factor is represented as a function of the needle stroke s referred for example to the nozzle outlet diameter: $F_{N,ED} = f(s/d)$. At closed position of the nozzle, $s = 0$. An example is presented in Figure 112.

Usually the deflector torque factor is represented as a function of the deflector position.

4.6.4.8 Comparison of fluctuations of needle force and deflector torque on model and prototype

Because there is no impact of the flow in the runner on the needle, the fluctuations of the needle force are negligible. At fully opened position, the deflector is exposed to splashing water from the runner inducing torque fluctuations. At deflecting positions, torque fluctuations are mainly due to splashing water of the deflected jet. Since in most cases the hydraulic similarity with respect to the two-phase flow in the housing is not fulfilled, deflector torque fluctuations measured on the model should not be directly scaled up to prototype conditions.

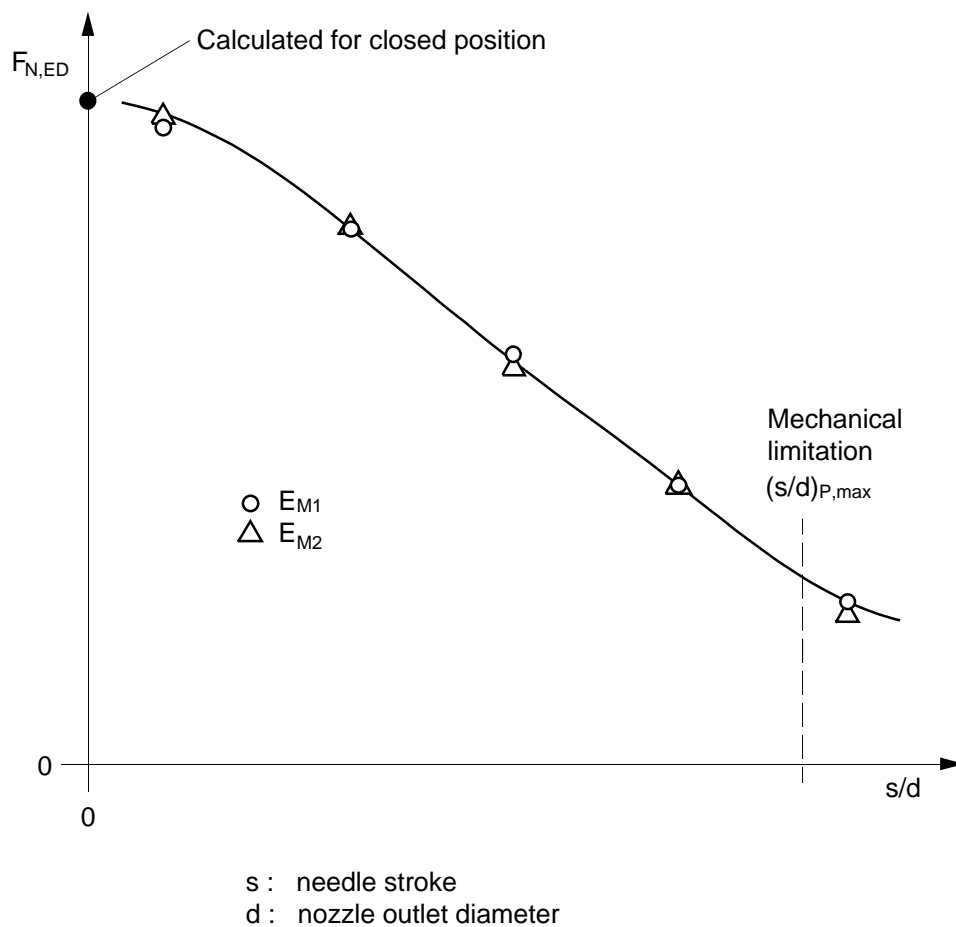


Figure 112 – Pelton needle force factor as a function of relative needle stroke

4.6.4.9 Incertitude

L'incertitude sur la mesure de la force sur le pointeau et du couple sur le déflecteur du modèle est affectée par les facteurs suivants:

- hystérésis de la courbe d'étalonnage du composant instrumenté;
- répétabilité et dérive du zéro des mesures de force et de couple;
- influence des forces de frottement.

Dans de bonnes conditions de mesure, on peut déterminer les valeurs moyennes du couple sur le déflecteur ou de la force sur le pointeau du modèle avec une incertitude d'environ $\pm 5\%$ des valeurs moyennes maximales. L'incertitude sur les valeurs correspondantes que l'on en déduit pour le prototype est de l'ordre de $\pm (5 \text{ à } 10)\%$ des valeurs moyennes maximales pour le prototype.

4.7 Essais dans un domaine de fonctionnement élargi

4.7.1 Généralités

Outre la détermination des caractéristiques hydrauliques d'une machine dans un domaine limité d'énergies hydrauliques massiques et de débits, il est également important de connaître ses caractéristiques complètes couvrant des conditions possibles de fonctionnement hors du domaine normal. C'est pour les pompes et pompes-turbines qu'on trouve le domaine de fonctionnement le plus large, en raison des deux sens d'écoulement et des deux sens de rotation possibles (fonctionnement dans les quatre quadrants).

Comme il est dit en 4.1.1, les essais sur modèle ne reproduisent pas les régimes transitoires du prototype. Les données obtenues constituent cependant de précieuses informations nécessaires aux calculs des phénomènes transitoires et à la définition des efforts pour la conception du prototype.

4.7.2 Terminologie

Une représentation complète des caractéristiques hydrauliques d'une machine est donnée par le diagramme des quatre quadrants.

4.7.2.1 Définition des quadrants

Les quatre quadrants sont définis en combinant les directions positive et négative du débit et de la vitesse de rotation comme suit (voir Tableau 11, Figure 113 et Figure 114).

4.6.4.9 Uncertainty

The uncertainty in the measurement of model needle force and deflector torque is influenced by the following factors:

- hysteresis of the calibration curve of the instrumented components;
- repeatability and drift of the zero force or torque point;
- influence of any friction effects.

With good measurement conditions, the mean values of the model deflector torque or of the needle force can be determined with an uncertainty of about ± 5 % of the maximum mean values. The uncertainty in corresponding derived prototype values could be about $\pm (5 \text{ to } 10)$ % of the maximum prototype mean value.

4.7 Testing in an extended operating range

4.7.1 General

In addition to the determination of hydraulic characteristics of a machine in a limited range of specific hydraulic energies and discharges, it is also important to know its complete characteristics covering possible operating conditions outside the normal operating range. The most extended field of operation exists for pumps and pump-turbines due to two directions of discharge and two directions of rotation (four-quadrants operation).

As stated in 4.1.1, model tests do not reproduce transient operation of the prototype. However, the obtained data are meaningful and are a necessary input for the calculations of transient phenomena and loads for prototype design.

4.7.2 Terminology

A comprehensive representation of hydraulic characteristics of a hydraulic machine is given by the four-quadrant-diagram.

4.7.2.1 Definition of the quadrants

The four quadrants are defined by the combination of the positive or negative direction of discharge and rotational speed as follows (see Table 11, Figure 113 and Figure 114).

Tableau 11 – Définition des quadrants et des modes de fonctionnement

Quadrant		Signe				Mode
Numéro	Nom	Q	n	E	T	
1	Quadrant pompe	-	-	-	-	Turbine inverse
				-	+	Frein
				+	+	Pompe
1/2		0	-	+	+	Débit nul
2	Quadrant frein	+	-	+	+	Pompe frein
2/3		+	0	+	+	Vitesse nulle
3	Quadrant turbine	+	+	+	+	Turbine
				+	0	Emballlement
				+	-	Turbine frein
				-	-	Pompe en rotation inverse (machines axiales seulement)
3/4		0	+	+/-	-	Débit nul
4	Quadrant pompe inverse	-	+	+	-	Pompe en rotation inverse (machines radiales seulement)
				-	-	Frein
4/1		-	0	-	-	Vitesse nulle

Dans chacun de ces quatre quadrants, plusieurs modes de fonctionnement sont possibles par suite:

- a) du signe de la puissance (fournie ou absorbée), correspondant au sens du couple;
- b) du signe de l'énergie hydraulique massique dans des cas particuliers d'utilisation (par exemple usines marémotrices).

Les cas habituels pour les applications hydroélectriques, avec des valeurs positives de E, sont décrits au paragraphe 4.7.2.2 ci-après.

Table 11 – Definition of quadrants and operating modes

Quadrant		Direction (sign) of				Mode
Number	Name	Q	n	E	T	
1	Pump quadrant	-	-	-	-	Reverse turbine
				-	+	Brake
				+	+	Pump
1/2		0	-	+	+	Zero discharge
2	Brake quadrant	+	-	+	+	Pump-brake
2/3		+	0	+	+	Zero speed
3	Turbine quadrant	+	+	+	+	Turbine
				+	0	Runaway
				+	-	Turbine-brake
				-	-	Reverse rotation pump (axial machines only)
3/4		0	+	+/-	-	Zero discharge
4	Reverse pump quadrant	-	+	+	-	Reverse rotation pump (radial machines only)
				-	-	Brake
4/1		-	0	-	-	Zero speed

In each of these four quadrants several modes of operation are possible due to:

- a) the sign of power (output/input), corresponding to the direction of torque;
- b) the sign of specific hydraulic energy in special cases of application (e.g. tidal power plant).

In the following subclause 4.7.2.2 the normal cases of hydroelectric application with positive value of E are described.

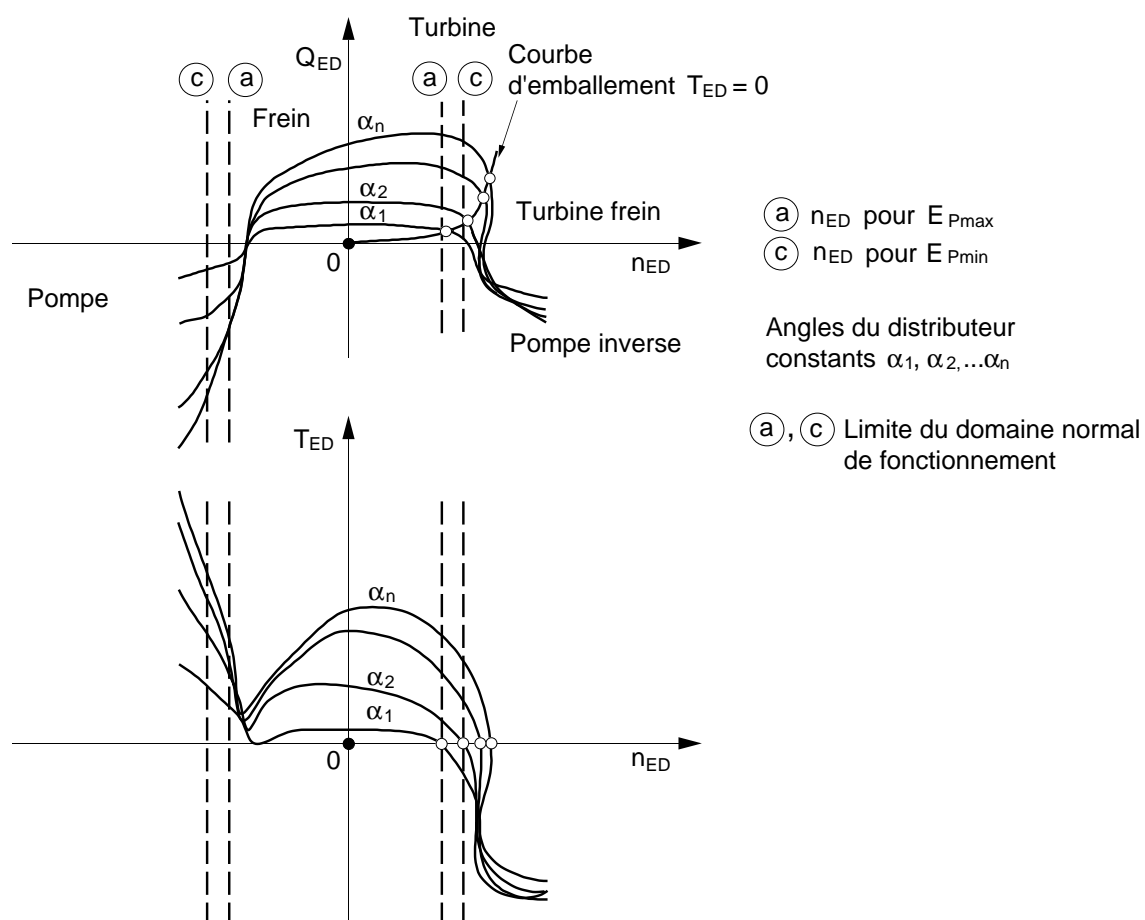


Figure 113 – Exemple de diagramme des quatre quadrants pour une pompe-turbine radiale

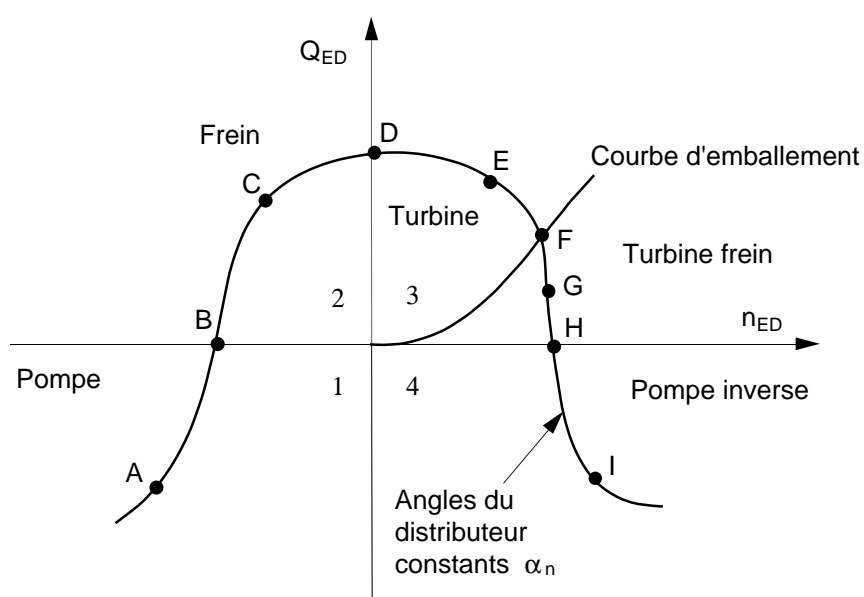


Figure 114 – Diagramme des différents modes de fonctionnement

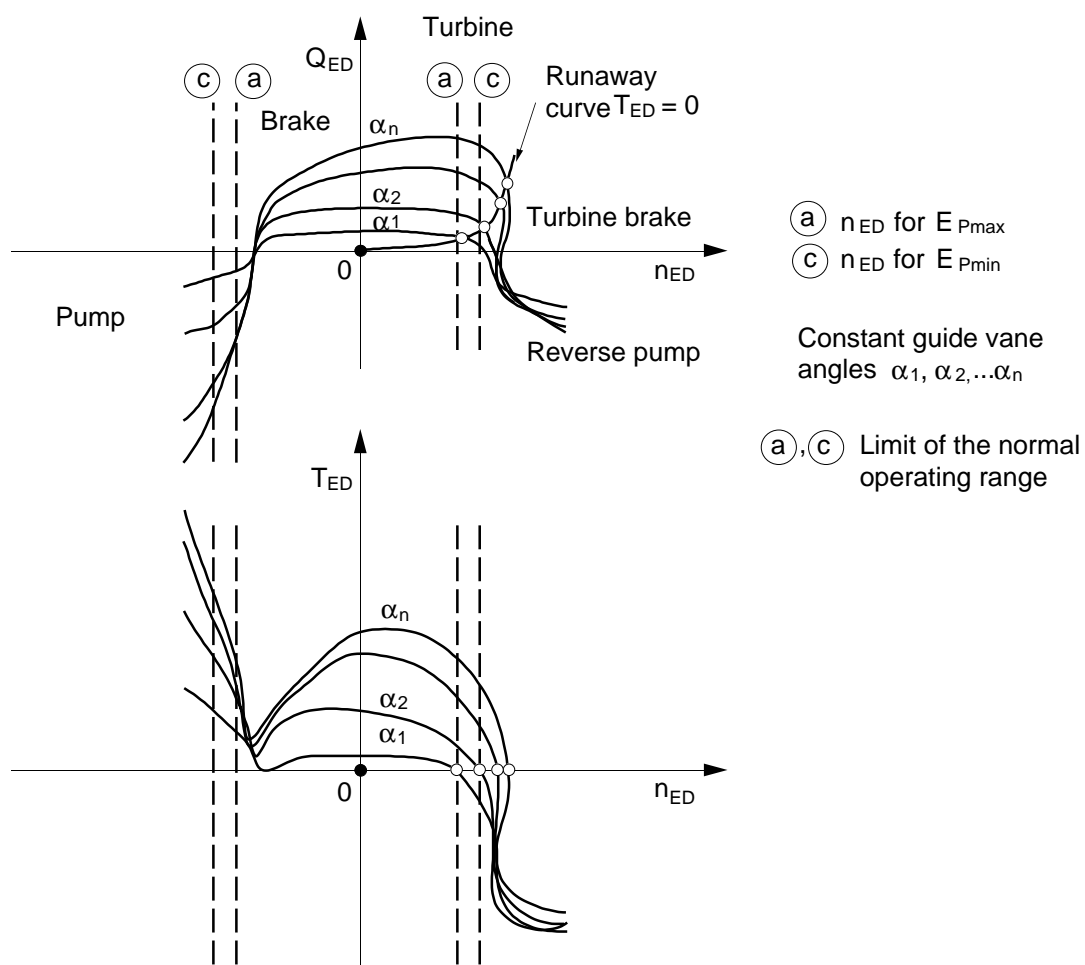


Figure 113 – Example of four quadrants operation of a radial-type pump-turbine

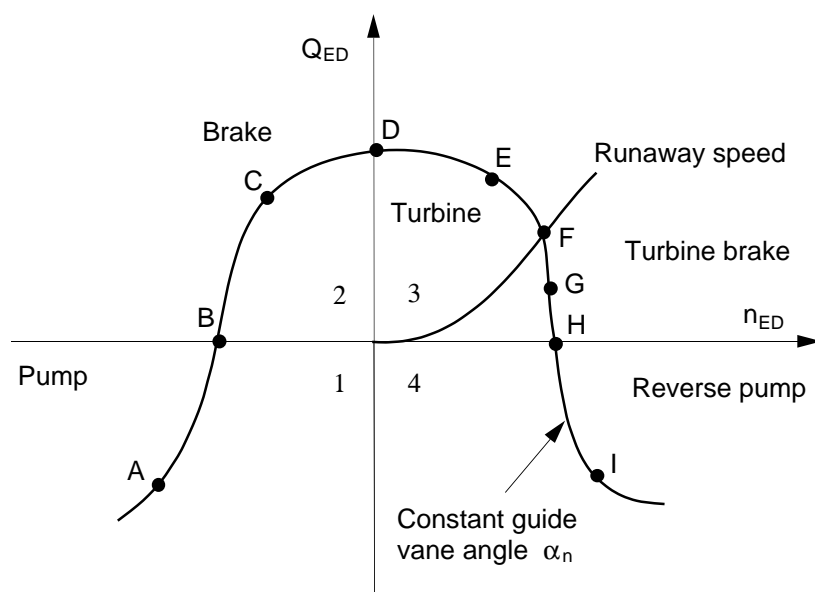


Figure 114 – Chart illustrating the various operating modes

4.7.2.2 Modes de fonctionnement

4.7.2.2.1 Mode pompe

Le mode pompe est caractérisé par un débit négatif et une vitesse de rotation négative (voir point A sur la Figure 114).

4.7.2.2.2 Mode pompe frein

Ce mode est caractérisé par un sens de rotation négatif mais un débit positif (voir point C). Ce mode est important dans le cas d'un déclenchement au cours d'un fonctionnement en pompe.

4.7.2.2.3 Mode turbine

Ce mode présente un débit et un sens de rotation positifs et un couple positif est transmis à l'arbre de la machine (voir point E). Le cas particulier d'un couple nul correspond à l'emballement de la turbine (voir point F).

4.7.2.2.4 Mode turbine frein

Ce mode présente un débit et un sens de rotation positifs, mais un couple négatif (voir point G).

4.7.2.2.5 Mode pompe en rotation inverse

Ce mode est caractérisé par un sens de rotation positif, mais le débit est négatif (voir point I). Ce mode ne peut être atteint qu'en régime transitoire.

4.7.2.3 Fonctionnements à vitesse nulle ou à débit nul

Outre les modes de fonctionnement à l'intérieur des quadrants, les points de fonctionnement sur les axes de coordonnées présentent de l'intérêt (voir Figure 114):

- l'énergie hydraulique massique à débit nul, E_0 , en fonctionnement en pompe (voir point B);
- le débit à l'arrêt et le couple de démarrage (voir point D);
- l'énergie hydraulique massique à débit nul, en fonctionnement en turbine (voir point H).

4.7.3 Objet des essais

4.7.3.1 Modes de fonctionnement concernés

Selon le type de machine hydraulique, de un à quatre quadrants sont concernés:

- a) turbine à action: seul existe le fonctionnement en mode turbine et en mode turbine frein, car l'écoulement et la vitesse de rotation sont évidemment de sens positif;
- b) turbine à réaction: selon la vitesse spécifique et l'ouverture du distributeur, le fonctionnement en pompe en rotation inverse peut prendre de l'importance, en plus du fonctionnement normal en mode turbine, particulièrement lors d'un déclenchement ou d'un démarrage;
- c) pompe-turbine axiale: il est possible de fonctionner dans trois quadrants. Outre les fonctionnements normaux en pompe et en turbine, on peut traverser le quadrant frein lors des régimes transitoires. On ne peut pas fonctionner dans le quadrant pompe inverse;
- d) pompe ou pompe-turbine radiale: il est possible de fonctionner dans les quatre quadrants. Outre les fonctionnements normaux en mode pompe et en mode turbine, on peut atteindre le fonctionnement en turbine-frein et même en pompe en rotation inverse lors des régimes transitoires, par suite de l'allongement radial de la roue.

4.7.2.2 Operating modes

4.7.2.2.1 Pump mode

The pump mode is characterized by negative discharge and negative rotational speed (see operating point A on Figure 114).

4.7.2.2.2 Pump brake mode

This mode is characterized by negative direction of rotation but positive direction of discharge (see point C). This mode is of importance in case of power failure in pump operation.

4.7.2.2.3 Turbine mode

This mode has positive direction of discharge and rotational speed and a positive torque is delivered to the machine shaft (see point E). The particular case of zero torque corresponds to turbine runaway (see point F).

4.7.2.2.4 Turbine brake mode

This mode has positive direction of discharge and rotational speed but negative torque (see point G).

4.7.2.2.5 Reverse rotation pump mode

This mode is characterized by a positive direction of rotational speed. However, the direction of discharge is negative (see point I). This mode can only be reached in transient condition.

4.7.2.3 Operation at zero speed and zero discharge

Besides the operating modes within the quadrants, the operating points at the axes of coordinate are of interest (see Figure 114):

- the zero-discharge specific hydraulic energy E_0 in pump mode (see point B);
- the zero-speed discharge and break-away torque (see point D);
- the zero-discharge specific hydraulic energy in turbine mode (see point H).

4.7.3 Scope of tests

4.7.3.1 Relevant modes of operation

Depending on the type of hydraulic machine one up to four quadrants are of interest:

- a) impulse turbine: only turbine mode and turbine brake mode exist because flow and speed have both obviously positive direction;
- b) reaction turbine: depending on specific speed and on guide vane opening, reverse rotation pump mode can reach importance in addition to normal turbine mode, particularly during load rejection and start up;
- c) axial-type pump-turbine: operation in three quadrants is feasible. Besides quadrants for normal pump and turbine modes, the brake quadrant can be passed during transient conditions. Reverse pump quadrant cannot be reached;
- d) radial-type pump or pump-turbine: operation in all four quadrants is feasible. Besides quadrants for normal pump and turbine modes, the turbine brake mode and even the reverse pump mode due to the radial extension of runner can be reached during transient conditions.

4.7.3.2 Relevés de performances

Toutes les données relatives aux performances relevées pendant les essais dans le domaine normal de fonctionnement le sont aussi lors des essais dans les quatre quadrants. Les principales grandeurs hydrauliques à mesurer sont:

- l'énergie hydraulique massique;
- le débit;
- le couple sur l'arbre;
- la vitesse de rotation;
- l'énergie massique nette à l'aspiration.

Les intervalles entre les points de mesure peuvent être augmentés par rapport à ceux du domaine de fonctionnement garanti. Par contre, il est recommandé d'étendre le domaine d'essai jusqu'aux ouvertures maximales possibles du distributeur et/ou des pales de roue, ceci pouvant être utile pour l'exploitation ultérieure du prototype.

Les lois de similitude hydraulique sont encore applicables, mais des effets secondaires peuvent modifier considérablement les caractéristiques trouvées lors des essais sur modèle. Il faut porter une attention particulière à l'influence éventuelle de la cavitation sur les caractéristiques hydrauliques dans des conditions de fonctionnement anormales.

4.7.3.3 Données hydrauliques complémentaires

Outre les performances hydrauliques principales énumérées ci-dessus, il peut être opportun de procéder à des mesures particulières. Il est recommandé de définir précisément l'étendue des essais avant de les commencer:

- poussée axiale;
- poussée radiale;
- fluctuations de pression;
- couple hydraulique sur les directrices;
- couple hydraulique sur les pales de roue;
- force sur le pointeau;
- couple sur le déflecteur;
- fluctuations du couple sur l'arbre.

Des prescriptions particulières pour les essais ci-dessus sont données dans les paragraphes 4.2 à 4.6 de la présente norme. Certaines de ces grandeurs sont mesurées en même temps que les caractéristiques hydrauliques principales. Certaines autres peuvent nécessiter des dispositifs de mesure et des systèmes d'acquisition des données spéciaux.

4.7.4 Particularités de certains essais

Il n'y a pas de disposition particulière à prévoir pour les essais du modèle en dehors du domaine normal de fonctionnement. Cependant, comme il n'y a pas besoin d'obtenir ces données hydrauliques complémentaires avec une précision aussi élevée que dans le domaine normal, on peut réduire l'énergie hydraulique massique pour ces essais afin d'épargner le modèle et le système de mesure.

4.7.4.1 Caractéristiques en S dans le mode turbine-frein

Selon la vitesse spécifique d'une machine hydraulique à réaction, il peut arriver que les caractéristiques $Q_{ED} - n_{ED}$ à ouverture du distributeur constante soient en forme de S (voir Figure 115). Faire des essais dans des conditions stables peut alors être difficile.

4.7.3.2 Performance data

All performance data achieved during testing within normal operating range are taken also during four quadrant testing. The main hydraulic quantities to be measured are:

- specific hydraulic energy;
- discharge;
- shaft torque;
- rotational speed;
- net positive suction specific energy.

The intervals between the measured points can be considerably increased compared to these in the guaranteed range of operation. On the other hand, it is recommended to extend the testing range to the maximum possible guide vane and/or runner/impeller blade openings which could be useful for the future operation of the prototype.

Hydraulic similarity laws still apply, however, secondary effects can change considerably the characteristics found in model testing. Particular attention has to be paid to the influence of cavitation on the hydraulic characteristics in extreme conditions.

4.7.3.3 Additional hydraulic data

In addition to the above listed main hydraulic data, specific measurements can be relevant. The extent of test should be clearly defined prior to the test:

- axial thrust;
- radial thrust;
- pressure fluctuations;
- hydraulic guide vane torque;
- runner blade torque;
- needle force;
- deflector torque;
- shaft torque fluctuations.

Specific requirements for above tests are discussed in subclauses 4.2 through 4.6 of this standard. Some of them are measured simultaneously with the main hydraulic data. Some of them need to have special arrangements and data acquisition systems.

4.7.4 Provisions for particular tests

There are no particular arrangements necessary for model tests outside the normal operating range. However, as there is no demand to get these hydraulic data with the same high accuracy as for the normal range, the specific hydraulic energy for these tests can be reduced in order to protect the model and the measurement system.

4.7.4.1 S-shape characteristics in turbine brake mode

Depending on the specific speed of a hydraulic reaction machine, the $Q_{ED} - n_{ED}$ characteristics at constant guide vane opening can be S-shaped (see Figure 115). Testing under steady state conditions can then be difficult.

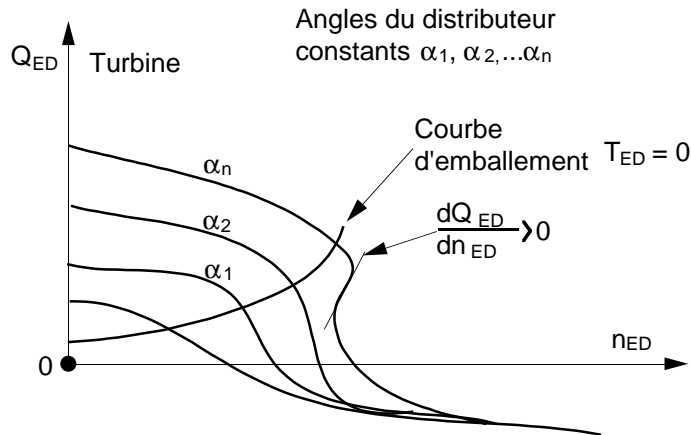


Figure 115 – Caractéristique en S dans le mode turbine-frein

4.7.4.2 Caractéristique en pompe

Selon la conception d'une pompe ou pompe-turbine, il peut se faire que la pente de la caractéristique $E_{nD} - Q_{nD}$ soit positive dans une gamme limitée de débit (voir Figure 116). Cette pente positive peut entraîner des instabilités de fonctionnement. Il convient donc d'explorer cette zone avec soin, particulièrement en ce qui concerne l'énergie hydraulique massique maximale en régime transitoire.

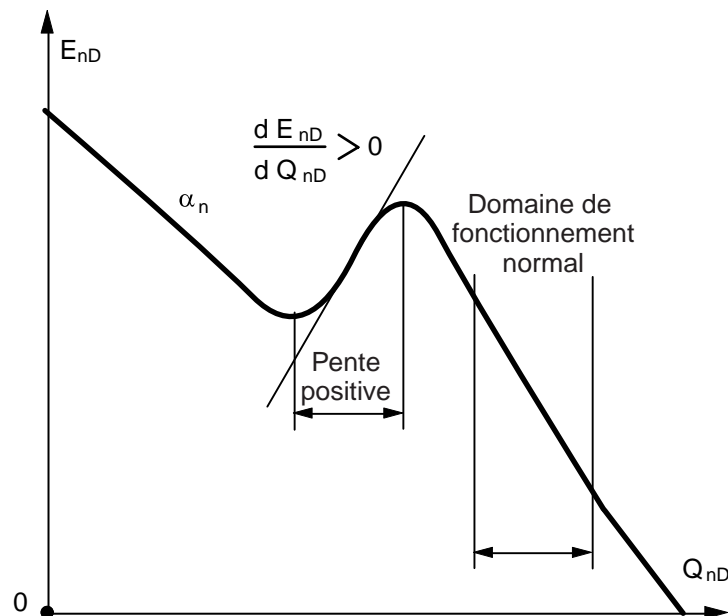


Figure 116 – Caractéristique de pompe avec une pente positive dans une gamme limitée de débits

4.7.4.3 Emballement

Pour ce type d'essai, il est recommandé de réduire l'énergie hydraulique massique afin de protéger l'appareillage de mesure. Pour la même raison, il est admis de s'écarter d'une totale similitude en augmentant les jeux entre les parties tournantes et les parties fixes de la machine modèle. Il convient de porter une attention particulière à l'influence du nombre de Thoma σ sur les caractéristiques d'emballement, particulièrement pour les machines de grande vitesse spécifique.

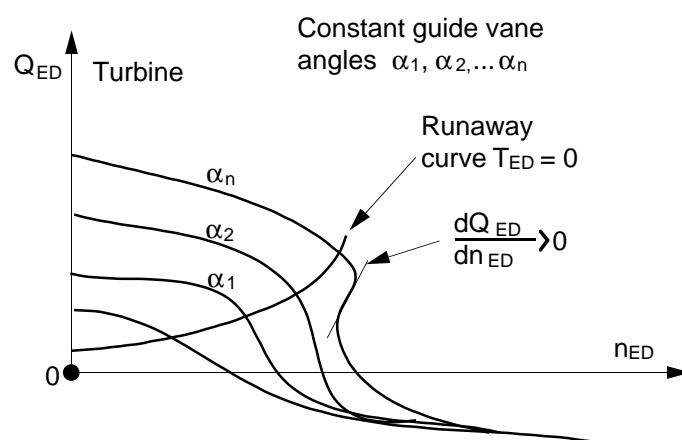


Figure 115 – S-shape characteristics in turbine brake mode

4.7.4.2 Pump characteristic

Depending on the design of a pump or pump-turbine, the slope of the $E_{nD} - Q_{nD}$ characteristic can be positive in a limited range of discharge (see Figure 116). This positive slope can cause instability in operation. Therefore, this zone should be explored carefully, particularly considering maximum specific hydraulic energy under transient conditions.

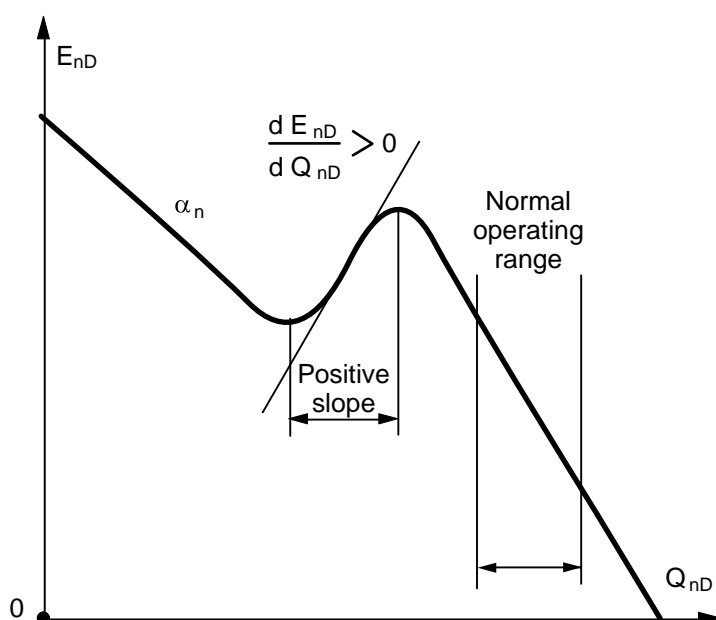


Figure 116 – Pump characteristic with positive slope in a limited discharge range

4.7.4.3 Runaway

For this type of testing a reduced specific hydraulic energy is recommended in order to protect the measurement equipment. Also, deviations from a full homology with increased clearances between rotating and stationary parts of the model machine are acceptable for the same reason. Special attention should be paid to the influence of Thoma number σ on the runaway characteristics particularly with high specific speed machines.

4.7.4.4 Energie hydraulique massique à débit nul

Pour s'assurer que le débit est rigoureusement nul dans toute la gamme d'ouverture du distributeur, il faut obturer le circuit d'essai, par exemple par une vanne ou une bride aveugle.

Des informations importantes concernant l'énergie hydraulique massique à débit nul sont la puissance qu'il faut fournir à l'arbre lorsque la roue tourne dans l'eau ainsi que l'amplitude et la fréquence des pulsations de pression.

Il peut aussi être intéressant de déterminer la puissance absorbée lorsque la roue tourne dans l'air. Les couples correspondants sont faibles, ce qui nécessite une grande sensibilité de l'appareillage de mesure du couple. Les mesures de couple sur l'arbre d'une roue tournant dans l'air sont affectées d'une incertitude accrue pouvant atteindre ± 10 %. De plus, la transposition des résultats d'essai aux conditions du prototype est sujette à caution à cause du faible nombre de Reynolds sur le modèle et des différences du nombre de Froude.

Un autre objectif très particulier des essais est de mesurer le couple sur l'arbre lorsque la roue tourne dans l'air tandis que le joint labyrinthe reste alimenté en eau de refroidissement.

4.7.4.5 Débit à l'arrêt et couple de démarrage

Pour cet essai particulier, il faut bloquer l'arbre de la roue modèle. Dans le cas d'un palier hydrostatique, les éléments tournants doivent être solidarisés avec le dispositif en balance lié à l'appareillage de mesure afin de pouvoir déterminer le couple de démarrage. Lorsqu'on utilise un couplemètre, l'arbre tournant doit être solidarisé avec les éléments fixes du système.

4.8 Mesures de pression différentielle en vue des essais indiciels du prototype

4.8.1 Généralités

S'il est prévu de procéder à un essai indiciel de la machine prototype (fonctionnant en pompe ou en turbine), des mesures complémentaires peuvent être faites dès l'essai du modèle. Ce paragraphe ne traite que des essais indiciels utilisant une pression différentielle pour obtenir une valeur relative du débit. Les essais indiciels sur le modèle ne peuvent en aucun cas remplacer un mesurage absolu du débit sur le prototype.

La mesure de pression différentielle pour un essai indiciel est faite sur une paire de prises de pression bien choisies faisant apparaître une différence de pression significative liée à l'énergie cinétique locale.

Tout essai indiciel faisant appel à une mesure de pression différentielle repose sur l'équation

$$Q = f(\Delta p) \cdot \Delta p^{0,5}$$

où

Δp représente la pression différentielle mesurée à l'aide d'un manomètre différentiel ou d'un transducteur différentiel de pression connecté aux deux prises de pression, et

$f(\Delta p)$ est une fonction des conditions d'écoulement, du nombre de Reynolds et de la rugosité de paroi.

4.7.4.4 Zero-discharge specific hydraulic energy

To keep the discharge exactly zero over the full range of guide vane opening, the test circuit has to be interrupted by e.g. a valve or a blind flange.

Important information at zero-discharge specific hydraulic energy are the power input and also the amplitude and frequency of pressure pulsation, while the runner/impeller is spinning in water.

It can be also of interest to test the power for an impeller spinning in air. The corresponding torques are low, so a high sensitivity torque measuring system is required. Measurements of shaft torque of an impeller spinning in air show increased uncertainties of up to $\pm 10\%$. Furthermore, the conversion of test results to the prototype conditions is questionable due to the low Reynolds number in the model and the difference of Froude number.

Another very specific scope of tests consists in measuring the shaft torque of the runner/impeller spinning in air with guide vanes closed but keeping the cooling water fed to the labyrinth seals.

4.7.4.5 Zero-speed discharge and break-away torque

For this specific test it is necessary to block the model runner shaft. In case of a hydrostatic bearing system the rotating part has to be linked to the swinging system connected with the torque measuring instrument in order to determine the break-away torque. When a torque-meter is used, the rotating shaft has to be blocked against the stationary part of the system.

4.8 Differential pressure measurement in view of prototype index test

4.8.1 General

If index testing at the prototype machine (in pump or turbine mode) is anticipated, some additional measurements can be performed during model testing. This subclause only deals with index testing using differential pressure as an index value. Index tests in the model can never be a substitute for an absolute discharge measurement at the prototype.

Differential pressure measurement for index testing is made on a well chosen pair of taps showing a significant pressure difference related to local kinetic energy.

All index testing using differential pressure measurement is therefore well represented by the following equation:

$$Q = f(\Delta p) \cdot \Delta p^{0.5}$$

where

Δp is the differential pressure measured with a differential manometer or a differential pressure transducer connected between the taps, and

$f(\Delta p)$ is a function of the flow condition, the Reynolds number and the wall roughness.

Conformément à l'article 15 de la CEI 60041, l'équation ci-dessus peut s'écrire:

$$Q = k \cdot \Delta p^n$$

où k et n sont constants.

La valeur de n est prise habituellement dans l'intervalle de 0,48 à 0,52.

4.8.2 But de l'essai

Les raisons pour effectuer des mesures complémentaires sur le modèle sont:

- a) sélectionner un emplacement convenable des prises de pression afin d'établir une pression différentielle suffisante;
- b) déterminer la pression différentielle maximale à laquelle on peut s'attendre sur le prototype; cette information permettra de choisir convenablement l'appareillage de mesure;
- c) vérifier la stabilité de la pression différentielle aux prises de pression choisies;
- d) vérifier que la relation entre la pression différentielle et le débit n'est pas influencée par d'autres paramètres de fonctionnement (par exemple l'ouverture du distributeur, n_{ED} , etc.).

Le but de ces essais n'est pas d'établir une courbe d'étalonnage susceptible de déterminer la valeur absolue du débit sur le prototype.

4.8.3 Exécution de l'essai

4.8.3.1 Prises de pression

Selon le type de machine, on peut choisir différents emplacements pour les prises de pression. Des exemples typiques sont donnés dans l'article 15 de la CEI 60041.

La réalisation des prises de pression doit être conforme aux prescriptions du paragraphe 3.3.3.

4.8.3.2 Instrumentation

Les manomètres différentiels ou les transducteurs de pression différentielle doivent être choisis de manière à couvrir toute l'étendue des pressions différentielles escomptées et utilisés dans leur étendue de mesure optimale.

4.8.3.3 Mode opératoire

Pour démontrer que la paire de prises de pression choisie a été convenablement placée, il est recommandé de procéder comme suit:

- a) faire varier le débit sur le modèle par variation de l'ouverture du distributeur, en gardant l'énergie hydraulique massique constante;
- b) dans un second temps, faire varier le débit par variation de l'énergie hydraulique massique à ouverture du distributeur constante;
- c) dans le cas d'une machine à double réglage, répéter les mêmes opérations pour une autre inclinaison des pales de la roue, afin d'augmenter l'étendue de variation du débit;
- d) pour un fonctionnement en pompe, il est préférable de vérifier aussi la cohérence des résultats à différents facteurs de vitesse plutôt qu'en faisant varier l'ouverture du distributeur.

Il est possible de mesurer ces pressions différentielles en même temps que les caractéristiques de performances hydrauliques.

On peut estimer que la paire de prises de pression choisie convient si toutes les lectures faites à différents régimes constituent une fonction puissance du débit, dans une bande de dispersion raisonnable.

According to IEC 60041, clause 15, the equation can be written:

$$Q = k \cdot \Delta p^n$$

where k and n are constants.

The value of n is usually taken in the range of 0,48 to 0,52.

4.8.2 Purpose of test

The purposes of additional measurements in the model are:

- a) to select a proper position of pressure taps giving a significant differential pressure;
- b) to determine the maximum differential pressure to be expected at the prototype. This information enables a proper selection of instrumentation;
- c) to check the stability of the differential pressure at the selected pressure taps;
- d) to verify that the relationship between pressure difference and the discharge is not influenced by other operating parameters (e.g. guide vane opening, η_{ED} , etc.).

The purpose of the tests described is not to establish a calibration curve for an absolute determination of discharge at the prototype.

4.8.3 Execution of test

4.8.3.1 Pressure taps

Depending on the type of machine, different locations of pressure taps can be chosen. Typical examples are given in clause 15 of IEC 60041.

The design of pressure taps shall be in accordance with the requirements stated in subclause 3.3.3.

4.8.3.2 Instrumentation

Differential manometers or differential pressure transducers shall be selected to cover the complete range of expected differential pressure and used within their optimum measuring range.

4.8.3.3 Test procedure

To demonstrate that the chosen pair of pressure taps has been suitably located, the following procedures are recommended:

- a) vary model discharge by varying guide vane opening while maintaining constant specific hydraulic energy;
- b) in a second step vary discharge by varying specific hydraulic energy at a constant guide vane opening;
- c) in case of double regulated machines the same procedure should be repeated for another blade angle in order to enlarge the range of discharge;
- d) in case of pump operation consistency of results should be checked also at different speed factors rather than by variation of guide vane opening.

It is possible to simultaneously measure these differential pressures and hydraulic performance characteristics.

Suitability of a chosen pair of taps can be assumed if all the readings taken under various conditions of flow form a power function of discharge within a reasonable band.

Pour déterminer les valeurs exactes de k et de n, on doit appliquer la méthode des moindres carrés.

4.8.4 Transposition aux conditions du prototype

Afin de calculer l'ordre de grandeur de la pression différentielle attendue sur le prototype, on peut utiliser les équations suivantes:

$$Q_P = k_P \cdot (\Delta p)_P^{0.5} \qquad Q_M = k_M \cdot (\Delta p)_M^{0.5}$$

avec

$$k_P = k_M \cdot \frac{D_P^2}{D_M^2}$$

donc

$$(\Delta p)_P = \frac{1}{k_M^2} \cdot \frac{D_M^4}{D_P^4} \cdot Q_P^2$$

4.8.5 Incertitude

Même dans des circonstances favorables, les tolérances sur la fabrication du prototype et sur l'emplacement des prises de pression ainsi que les différences dans les conditions d'alimentation de la machine conduisent à une incertitude sur le débit du prototype déterminé à partir des résultats d'essai sur le modèle d'environ $\pm 5\%$. Les valeurs de k déterminées lors des essais sur modèle ne doivent donc pas être utilisées pour déterminer la valeur absolue du débit à des fins contractuelles.

For exact determination of k and n , the least-square method shall be applied.

4.8.4 Transposition to prototype conditions

In order to calculate the magnitude of differential pressure to be expected at the prototype machine the following equations can be used:

$$Q_P = k_P \cdot (\Delta p)_P^{0.5} \qquad Q_M = k_M \cdot (\Delta p)_M^{0.5}$$

with

$$k_P = k_M \cdot \frac{D_P^2}{D_M^2}$$

thus

$$(\Delta p)_P = \frac{1}{k_M^2} \cdot \frac{D_M^4}{D_P^4} \cdot Q_P^2$$

4.8.5 Uncertainty

Even under favorable circumstances, applicable tolerances for prototype fabrication and for location of pressure taps together with deviations in inflow conditions result in an uncertainty in the determination of prototype discharge based on model test results of about $\pm 5\%$. Therefore, k values determined during model tests shall not be used for a determination of absolute discharge for contractual purposes.

Annexe A (informative)
Termes adimensionnels

Définitions suivant 1.3.3.12 ³⁾					Relations avec d'autres définitions existantes								
Para- graphe	Terme	Sym- bole	Définition	Relation	I			II			III		
					Sym- bole	Définition	Relation	Sym- bole	Définition	Relation	Sym- bole	Définition	Relation
1.3.3.12.1	Facteur de vitesse	n_{ED}	$\frac{nD}{E^{0,5}}$	$= \frac{1}{E_{nD}^{0,5}}$	n_{11}	$\frac{nD}{H^{0,5}}$ (n en min ⁻¹)	$\frac{1}{60g^{0,5}} n_{11}$	K_u	$\psi^{-0,5} = \frac{\omega D/2}{\sqrt{2} E^{0,5}}$	$\frac{\sqrt{2}}{\pi} K_u$	ω_{ED}	$\frac{\omega D}{E^{0,5}}$	$\frac{\omega_{ED}}{2\pi}$
1.3.3.12.2	Facteur de débit	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0,5}}$	Q_{11}	$\frac{Q_1}{D^2 H^{0,5}}$	$\frac{1}{g^{0,5}} Q_{11}$	K_{cm}	$\phi \psi^{-0,5} = \frac{Q_1}{\pi (D/2)^2 (2E)^{0,5}}$	$\frac{\pi}{\sqrt{8}} K_{cm}$	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	1
1.3.3.12.3	Facteur de couple	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$	T_{11}	$\frac{T_m}{D^3 H}$ (T _m en kpm)	$\frac{1}{\rho g} T_{11}$	K_T	$\frac{T_m}{\rho_1 \pi (D/2)^3 E}$	$\frac{\pi}{8} K_T$	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	1
1.3.3.12.4	Facteur de puissance	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$ ¹⁾	$= Q_{ED} \eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ (pompe) $= P_{nD} / E_{nD}^{1,5} = P_{nD} \cdot n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$	P_{11}	$\frac{P_m}{D^2 H^{1,5}}$ (P en kW)	$\frac{1000}{\rho g^{1,5}} P_{11}$	K_P	$\frac{2P_m}{\rho_1 \pi (D/2)^2 (2E)^{1,5}}$	$\frac{\pi}{2^{1,5}} K_P$	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$	1
1.3.3.12.5	Coeff. d'énergie	E_{nD}	$\frac{E}{n^2 D^2}$	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$				ψ	$\frac{2E}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2} \psi$	$E_{\omega D}$	$\frac{E}{\omega^2 D^2}$	$4\pi^2 E_{\omega D}$
1.3.3.12.6	Coeff. de débit	Q_{nD}	$\frac{Q_1}{n D^3}$	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED} E_{nD}^{0,5}$				ϕ	$\frac{K_{cm}}{K_u} = \frac{Q_1}{\pi \omega (D/2)^3}$	$\frac{\pi^2}{4} \phi$	$Q_{\omega D}$	$\frac{Q_1}{\omega D^3}$	$2\pi Q_{\omega D}$
1.3.3.12.7	Coeff. de couple	T_{nD}	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED} E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$				τ	$\frac{2T_m}{\rho_1 \pi \omega^2 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^3}{16} \tau$	$T_{\omega D}$	$\frac{T_m}{\rho_1 \omega^2 D^5}$	$4\pi^2 T_{\omega D}$
1.3.3.12.8	Coeff. de puissance	P_{nD}	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$ ¹⁾	$= E_{nD} Q_{nD} \eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{E_{nD} Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ (pompe) $= P_{ED} / n_{ED}^3 = P_{ED} E_{nD}^{1,5} = 2\pi T_{nD}$ $= \sigma_{nD} / E_{nD} = \sigma_{nD} n_{ED}^2$				λ	$\frac{2P_m}{\rho_1 \pi \omega^3 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^4}{8} \lambda$	$P_{\omega D}$	$\frac{P_m}{\rho_1 \omega^3 D^5}$	$8\pi^3 P_{\omega D}$
1.3.3.12.9	Nombre de Thoma	σ	$\frac{NPSE}{E}$										
1.3.3.12.10	Coeff. de cavitation	σ_{nD}	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	$= \sigma E_{nD} = \sigma / n_{ED}^2$				ψ_c	$\frac{2NPSE}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2} \psi_c$			
1.3.3.12.11	Vitesse spécifique	n_{QE}	$\frac{n Q_1^{0,5}}{E^{0,75}}$	$= n_{ED} Q_{ED}^{0,5} = Q_{nD}^{0,5} / E_{nD}^{0,75}$	$n_q^{2)}$	$\frac{n Q_1^{0,5}}{H^{0,75}}$ (n en min ⁻¹)	$\frac{n_q}{60g^{0,75}}$	v	$\frac{\omega (Q_1/\pi)^{0,5}}{(2E)^{0,75}} = \frac{\phi^{0,5}}{\psi^{0,75}}$	$\frac{v}{2^{0,25} \pi^{0,5}}$	ω_s	$\frac{\omega Q_1^{0,5}}{E^{0,75}}$	$\frac{\omega_s}{2\pi}$

¹⁾ Ceci se réfère à la puissance mécanique à la roue, qui est habituellement mesurée sur modèle.

²⁾ La vitesse spécifique n_q , qui n'est pas adimensionnelle, est un autre terme très courant qui peut aussi être utilisé pour définir une machine hydraulique. De même, $n_s = \frac{n P_m^{0,5}}{H^{1,25}}$ est utilisé pour les turbines.

³⁾ Unités: H (m); D (m); E (J kg⁻¹); n (s⁻¹); ρ (kg m⁻³); T (N m); P (W); Q (m³.s⁻¹).

Annex A (informative)
Dimensionless terms

Definition in 1.3.3.12 ³⁾					Relation to other existing definitions								
					I			II			III		
Clause	Term	Sym- bol	Definition	Relations	Sym- bol	Definition	Relation to term	Sym- bol	Definition	Relation to term	Sym- bol	Definition	Relation to term
1.3.3.12.1	Speed factor	n_{ED}	$\frac{nD}{E^{0,5}}$	$= \frac{1}{E_{nD}^{0,5}}$	n_{11}	$\frac{nD}{H^{0,5}}$ (n in min ⁻¹)	$\frac{1}{60g^{0,5} n_{11}}$	K_u	$\psi^{-0,5} = \frac{\omega D/2}{\sqrt{2} E^{0,5}}$	$\frac{\sqrt{2}}{\pi} K_u$	ω_{ED}	$\frac{\omega D}{E^{0,5}}$	$\frac{\omega_{ED}}{2\pi}$
1.3.3.12.2	Discharge factor	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	$= \frac{Q_{nD}}{E_{nD}^{0,5}}$	Q_{11}	$\frac{Q_1}{D^2 H^{0,5}}$	$\frac{1}{g^{0,5} Q_{11}}$	K_{cm}	$\phi \psi^{-0,5} = \frac{Q_1}{\pi (D/2)^2 (2E)^{0,5}}$	$\frac{\pi}{\sqrt{8}} K_{cm}$	Q_{ED}	$\frac{Q_1}{D^2 E^{0,5}}$	1
1.3.3.12.3	Torque factor	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	$= \frac{T_{nD}}{E_{nD}} = \frac{P_{ED}}{2\pi n_{ED}}$	T_{11}	$\frac{T_m}{D^3 H}$ (T _m in kpm)	$\frac{1}{\rho g} T_{11}$	K_T	$\frac{T_m}{\rho_1 \pi (D/2)^3 E}$	$\frac{\pi}{8} K_T$	T_{ED}	$\frac{T_m}{\rho_1 D^3 E}$	1
1.3.3.12.4	Power factor	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$ ¹⁾	$= Q_{ED} n_{HT}$ (turbine) $= \frac{Q_{ED}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= P_{nD} / E_{nD}^{1,5} = P_{nD} \cdot n_{ED}^3$ $= 2\pi n_{ED} T_{ED}$	P_{11}	$\frac{P_m}{D^2 H^{1,5}}$ (P in kW)	$\frac{1000}{\rho g^{1,5}} P_{11}$	K_P	$\frac{2P_m}{\rho_1 \pi (D/2)^2 (2E)^{1,5}}$	$\frac{\pi}{2^{1,5}} K_P$	P_{ED}	$\frac{P_m}{\rho_1 D^2 E^{1,5}}$	1
1.3.3.12.5	Energy coefficient	E_{nD}	$\frac{E}{n^2 D^2}$	$= \frac{1}{n_{ED}^2}$				ψ	$\frac{2E}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2} \psi$	$E_{\omega D}$	$\frac{E}{\omega^2 D^2}$	$4\pi^2 E_{\omega D}$
1.3.3.12.6	Discharge coefficient	Q_{nD}	$\frac{Q_1}{n D^3}$	$= \frac{Q_{ED}}{n_{ED}} = Q_{ED} E_{nD}^{0,5}$				ϕ	$\frac{K_{cm}}{K_u} = \frac{Q_1}{\pi \omega (D/2)^3}$	$\frac{\pi^2}{4} \phi$	$Q_{\omega D}$	$\frac{Q_1}{\omega D^3}$	$2\pi Q_{\omega D}$
1.3.3.12.7	Torque coefficient	T_{nD}	$\frac{T_m}{\rho_1 n^2 D^5}$	$= \frac{T_{ED}}{n_{ED}^2} = T_{ED} E_{nD} = \frac{P_{nD}}{2\pi}$				τ	$\frac{2T_m}{\rho_1 \pi \omega^2 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^3}{16} \tau$	$T_{\omega D}$	$\frac{T_m}{\rho_1 \omega^2 D^5}$	$4\pi^2 T_{\omega D}$
1.3.3.12.8	Power coefficient	P_{nD}	$\frac{P_m}{\rho_1 n^3 D^5}$ ¹⁾	$= E_{nD} Q_{nD} \eta_{hT}$ (turbine) $= \frac{E_{nD} Q_{nD}}{\eta_{hP}}$ (pump) $= P_{ED} / n_{ED}^3 = P_{ED} E_{nD}^{1,5} = 2\pi T_{nD}$ $= \sigma_{nD} / E_{nD} = \sigma_{nD} n_{ED}^2$				λ	$\frac{2P_m}{\rho_1 \pi \omega^3 (D/2)^5}$	$\frac{\pi^4}{8} \lambda$	$P_{\omega D}$	$\frac{P_m}{\rho_1 \omega^3 D^5}$	$8\pi^3 P_{\omega D}$
1.3.3.12.9	Thoma number	σ	$\frac{NPSE}{E}$	$= \sigma_{nD} / E_{nD} = \sigma_{nD} n_{ED}^2$									
1.3.3.12.10	Cavitation coefficient	σ_{nD}	$\frac{NPSE}{n^2 D^2}$	$= \sigma E_{nD} = \sigma / n_{ED}^2$				ψ_c	$\frac{2NPSE}{(\omega D/2)^2}$	$\frac{\pi^2}{2} \psi_c$			
1.3.3.12.11	Specific speed	n_{QE}	$\frac{n Q_1^{0,5}}{E^{0,75}}$	$= n_{ED} Q_{ED}^{0,5} = Q_{nD}^{0,5} / E_{nD}^{0,75}$	n_q ²⁾	$\frac{n Q_1^{0,5}}{H^{0,75}}$ (n in min ⁻¹)	$\frac{n_q}{60g^{0,75}}$	v	$\frac{\omega \left(Q_1 / \pi \right)^{0,5}}{(2E)^{0,75}} = \frac{\phi^{0,5}}{\psi^{0,75}}$	$\frac{v}{2^{0,25} \pi^{0,5}}$	ω_s	$\frac{\omega Q_1^{0,5}}{E^{0,75}}$	$\frac{\omega_s}{2\pi}$

¹⁾ Reference is made to the mechanical power of the runner/impeller, usually measured on the model.

²⁾ The widely applied non-dimensionless specific speed n_q is a supplementary term which may also be applied to define the hydraulic machine. Also, $n_s = \frac{n P_m^{0,5}}{H^{1,25}}$ is applied for turbines.

³⁾ Units: H(m); D(m); E(J kg⁻¹); n(s⁻¹); ρ (kg m⁻³); T(N m); P(W); Q(m³·s⁻¹).

Annexe B (normative)

Propriétés physiques, valeurs numériques

Tableau B.1 – Accélération due à la pesanteur g ($\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$)

Latitude φ °	Altitude au-dessus du niveau de la mer, z m				
	0	1 000	2 000	3 000	4 000
0	9,780	9,777	9,774	9,771	9,768
5	9,781	9,778	9,775	9,772	9,769
10	9,782	9,779	9,776	9,773	9,770
15	9,784	9,781	9,778	9,775	9,772
20	9,786	9,783	9,780	9,777	9,774
25	9,790	9,787	9,784	9,781	9,778
30	9,793	9,790	9,787	9,784	9,781
35	9,797	9,794	9,791	9,788	9,785
40	9,802	9,799	9,796	9,793	9,790
45	9,806	9,803	9,800	9,797	9,794
50	9,811	9,808	9,805	9,802	9,799
55	9,815	9,812	9,809	9,806	9,803
60	9,819	9,816	9,813	9,810	9,807
65	9,822	9,820	9,817	9,814	9,811
70	9,826	9,823	9,820	9,817	9,814
NOTES					
1 Les valeurs de g sont données en fonction de la latitude et de l'altitude.					
2 Définition et formule de calcul: voir 1.3.3.3.1 et 2.5.2.					

Annex B (normative)

Physical properties, data

Table B.1 – Acceleration due to gravity g ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)

Latitude φ °	Altitude above mean sea level z m				
	0	1 000	2 000	3 000	4 000
0	9,780	9,777	9,774	9,771	9,768
5	9,781	9,778	9,775	9,772	9,769
10	9,782	9,779	9,776	9,773	9,770
15	9,784	9,781	9,778	9,775	9,772
20	9,786	9,783	9,780	9,777	9,774
25	9,790	9,787	9,784	9,781	9,778
30	9,793	9,790	9,787	9,784	9,781
35	9,797	9,794	9,791	9,788	9,785
40	9,802	9,799	9,796	9,793	9,790
45	9,806	9,803	9,800	9,797	9,794
50	9,811	9,808	9,805	9,802	9,799
55	9,815	9,812	9,809	9,806	9,803
60	9,819	9,816	9,813	9,810	9,807
65	9,822	9,820	9,817	9,814	9,811
70	9,826	9,823	9,820	9,817	9,814
NOTES					
1 Values for g are given as a function of latitude and altitude.					
2 Definition and formula: see 1.3.3.3.1 and 2.5.2.					

Tableau B.2 – Masse volumique de l'eau distillée ρ_{wd} (kg.m⁻³)

Température θ °C	Pression absolue 10 ⁵ Pa							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	999,8	1 000,3	1 000,8	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,8	1 003,3
1	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
2	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
3	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
4	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,8	1 003,3
6	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,8	1 002,3	1 002,8	1 003,3
7	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,7	1 003,2
8	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2	1 001,7	1 002,2	1 002,7	1 003,2
9	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,6	1 003,1
10	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,1	1 001,6	1 002,0	1 002,5	1 003,0
11	999,6	1 000,0	1 000,5	1 001,0	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9
12	999,5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,7
13	999,4	999,8	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,7	1 002,1	1 002,6
14	999,2	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,1	1 001,5	1 002,0	1 002,4
15	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,8	1 002,3
16	998,9	999,4	999,8	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,7	1 002,1
17	998,8	999,2	999,6	1 000,1	1 000,6	1 001,0	1 001,5	1 001,9
18	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,4	1 000,8	1 001,3	1 001,7
19	998,4	998,8	999,3	999,7	1 000,2	1 000,6	1 001,1	1 001,5
20	998,2	998,6	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,3
21	998,0	998,4	998,9	999,3	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,1
22	997,8	998,2	998,6	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9
23	997,5	997,9	998,4	998,8	999,3	999,7	1 000,2	1 000,6
24	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,4
25	997,0	997,4	997,9	998,3	998,8	999,2	999,7	1 000,1
26	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	999,0	999,4	999,9
27	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6
28	996,2	996,6	997,1	997,5	998,0	998,4	998,9	999,3
29	995,9	996,3	996,8	997,2	997,7	998,1	998,6	999,0
30	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7
31	995,3	995,7	996,2	996,6	997,1	997,5	997,9	998,4
32	995,0	995,4	995,9	996,3	996,8	997,2	997,6	998,1
33	994,7	995,1	995,5	996,0	996,4	996,9	997,3	997,7
34	994,4	994,8	995,2	995,7	996,1	996,5	997,0	997,4
35	994,0	994,4	994,9	995,3	995,8	996,2	996,6	997,1
36	993,7	994,1	994,5	995,0	995,4	995,8	996,3	996,7
37	993,3	993,7	994,2	994,6	995,0	995,5	995,9	996,3
38	993,0	993,4	993,8	994,2	994,7	995,1	995,5	996,0
39	992,6	993,0	993,4	993,9	994,3	994,7	995,2	995,6
40	992,2	992,6	993,1	993,5	993,9	994,4	994,3	995,2
NOTES								
1 Les valeurs de ρ _{wd} sont données en fonction de la température θ (°C) et de la pression absolue p _{abs} (10 ⁵ Pa).								
2 Définition et formule de calcul: voir 1.3.3.3.3 et 2.5.3.1.3.								

Table B.2 – Density of distilled water ρ_{wd} (kg·m⁻³)

Temperature θ °C	Absolute pressure 10 ⁵ Pa							
	1	10	20	30	40	50	60	70
0	999,8	1 000,3	1 000,8	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,8	1 003,3
1	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
2	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
3	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
4	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9	1 003,4
5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,8	1 003,3
6	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,8	1 002,3	1 002,8	1 003,3
7	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,7	1 003,2
8	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2	1 001,7	1 002,2	1 002,7	1 003,2
9	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,6	1 003,1
10	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,1	1 001,6	1 002,0	1 002,5	1 003,0
11	999,6	1 000,0	1 000,5	1 001,0	1 001,4	1 001,9	1 002,4	1 002,9
12	999,5	999,9	1 000,4	1 000,9	1 001,3	1 001,8	1 002,3	1 002,7
13	999,4	999,8	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,7	1 002,1	1 002,6
14	999,2	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,1	1 001,5	1 002,0	1 002,4
15	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,4	1 001,8	1 002,3
16	998,9	999,4	999,8	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,7	1 002,1
17	998,8	999,2	999,6	1 000,1	1 000,6	1 001,0	1 001,5	1 001,9
18	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,4	1 000,8	1 001,3	1 001,7
19	998,4	998,8	999,3	999,7	1 000,2	1 000,6	1 001,1	1 001,5
20	998,2	998,6	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,3
21	998,0	998,4	998,9	999,3	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,1
22	997,8	998,2	998,6	999,1	999,5	1 000,0	1 000,4	1 000,9
23	997,5	997,9	998,4	998,8	999,3	999,7	1 000,2	1 000,6
24	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,4
25	997,0	997,4	997,9	998,3	998,8	999,2	999,7	1 000,1
26	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	999,0	999,4	999,9
27	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6
28	996,2	996,6	997,1	997,5	998,0	998,4	998,9	999,3
29	995,9	996,3	996,8	997,2	997,7	998,1	998,6	999,0
30	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,3	998,7
31	995,3	995,7	996,2	996,6	997,1	997,5	997,9	998,4
32	995,0	995,4	995,9	996,3	996,8	997,2	997,6	998,1
33	994,7	995,1	995,5	996,0	996,4	996,9	997,3	997,7
34	994,4	994,8	995,2	995,7	996,1	996,5	997,0	997,4
35	994,0	994,4	994,9	995,3	995,8	996,2	996,6	997,1
36	993,7	994,1	994,5	995,0	995,4	995,8	996,3	996,7
37	993,3	993,7	994,2	994,6	995,0	995,5	995,9	996,3
38	993,0	993,4	993,8	994,2	994,7	995,1	995,5	996,0
39	992,6	993,0	993,4	993,9	994,3	994,7	995,2	995,6
40	992,2	992,6	993,1	993,5	993,9	994,4	994,3	995,2
NOTES								
1 Values for ρ _w d are given as a function of temperature θ (°C) and absolute pressure p _{abs} (10 ⁵ Pa).								
2 Definition and formula: see 1.3.3.3.3 and 2.5.3.1.3.								

Tableau B.2 (suite)

Température θ °C	Pression absolue 10 ⁵ Pa							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1 003,8	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
1	1 003,9	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
2	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
3	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
4	1 003,8	1 003,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,7	1 007,2
5	1 003,8	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,7	1 006,2	1 006,7	1 007,2
6	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,2	1 005,7	1 006,2	1 006,2	1 007,1
7	1 003,7	1 004,2	1 004,7	1 005,1	1 005,6	1 006,1	1 006,5	1 007,0
8	1 003,6	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 006,0	1 006,5	1 006,9
9	1 003,5	1 004,0	1 004,5	1 005,0	1 005,4	1 005,9	1 006,4	1 006,8
10	1 003,4	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,2	1 006,7
11	1 003,3	1 003,8	1 004,3	1 004,7	1 005,2	1 005,6	1 006,1	1 006,6
12	1 003,2	1 003,7	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 006,0	1 006,4
13	1 003,1	1 003,5	1 004,0	1 004,4	1 004,9	1 005,4	1 005,8	1 006,3
14	1 002,9	1 003,4	1 003,8	1 004,3	1 004,7	1 005,2	1 005,7	1 006,1
15	1 002,7	1 003,2	1 003,7	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 005,9
16	1 002,6	1 003,0	1 003,5	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8
17	1 002,4	1 002,8	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,1	1 005,6
18	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,6	1 004,0	1 004,5	1 004,9	1 005,4
19	1 002,0	1 002,4	1 002,9	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,1
20	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,6	1 004,0	1 004,5	1 004,9
21	1 001,6	1 002,0	1 002,5	1 002,9	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7
22	1 001,3	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,5	1 004,0	1 004,4
23	1 001,1	1 001,5	1 002,0	1 002,4	1 002,9	1 003,3	1 003,7	1 004,2
24	1 000,8	1 001,3	1 001,7	1 002,2	1 002,6	1 003,0	1 003,5	1 003,9
25	1 000,6	1 001,0	1 001,5	1 001,9	1 002,3	1 002,8	1 003,2	1 003,7
26	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,5	1 002,9	1 003,4
27	1 000,0	1 000,5	1 000,9	1 001,3	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1
28	999,7	1 000,2	1 000,6	1 001,1	1 001,5	1 001,9	1 002,4	1 002,8
29	999,4	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,5
30	999,1	999,6	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,3	1 001,7	1 002,2
31	998,8	999,3	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,0	1 001,4	1 001,9
32	998,5	998,9	999,4	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,1	1 001,5
33	998,2	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2
34	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6	1 000,0	1 000,4	1 000,9
35	997,5	997,9	998,4	998,8	999,2	999,7	1 000,1	1 000,5
36	997,1	997,6	998,0	998,4	998,9	999,3	999,7	1 000,2
37	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	998,9	999,4	999,8
38	996,4	996,8	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,4
39	996,0	996,5	996,9	997,3	997,8	998,2	998,6	999,0
40	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,2	998,7

Table B.2 (continued)

Temperature θ °C	Absolute pressure 10 ⁵ Pa							
	80	90	100	110	120	130	140	150
0	1 003,8	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
1	1 003,9	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
2	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
3	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,8	1 007,3
4	1 003,8	1 003,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,3	1 006,7	1 007,2
5	1 003,8	1 004,3	1 004,8	1 005,3	1 005,7	1 006,2	1 006,7	1 007,2
6	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,2	1 005,7	1 006,2	1 006,2	1 007,1
7	1 003,7	1 004,2	1 004,7	1 005,1	1 005,6	1 006,1	1 006,5	1 007,0
8	1 003,6	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 006,0	1 006,5	1 006,9
9	1 003,5	1 004,0	1 004,5	1 005,0	1 005,4	1 005,9	1 006,4	1 006,8
10	1 003,4	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8	1 006,2	1 006,7
11	1 003,3	1 003,8	1 004,3	1 004,7	1 005,2	1 005,6	1 006,1	1 006,6
12	1 003,2	1 003,7	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 006,0	1 006,4
13	1 003,1	1 003,5	1 004,0	1 004,4	1 004,9	1 005,4	1 005,8	1 006,3
14	1 002,9	1 003,4	1 003,8	1 004,3	1 004,7	1 005,2	1 005,7	1 006,1
15	1 002,7	1 003,2	1 003,7	1 004,1	1 004,6	1 005,0	1 005,5	1 005,9
16	1 002,6	1 003,0	1 003,5	1 003,9	1 004,4	1 004,8	1 005,3	1 005,8
17	1 002,4	1 002,8	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,1	1 005,6
18	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,6	1 004,0	1 004,5	1 004,9	1 005,4
19	1 002,0	1 002,4	1 002,9	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7	1 005,1
20	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,6	1 004,0	1 004,5	1 004,9
21	1 001,6	1 002,0	1 002,5	1 002,9	1 003,3	1 003,8	1 004,2	1 004,7
22	1 001,3	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1	1 003,5	1 004,0	1 004,4
23	1 001,1	1 001,5	1 002,0	1 002,4	1 002,9	1 003,3	1 003,7	1 004,2
24	1 000,8	1 001,3	1 001,7	1 002,2	1 002,6	1 003,0	1 003,5	1 003,9
25	1 000,6	1 001,0	1 001,5	1 001,9	1 002,3	1 002,8	1 003,2	1 003,7
26	1 000,3	1 000,7	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,5	1 002,9	1 003,4
27	1 000,0	1 000,5	1 000,9	1 001,3	1 001,8	1 002,2	1 002,7	1 003,1
28	999,7	1 000,2	1 000,6	1 001,1	1 001,5	1 001,9	1 002,4	1 002,8
29	999,4	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2	1 001,6	1 002,1	1 002,5
30	999,1	999,6	1 000,0	1 000,4	1 000,9	1 001,3	1 001,7	1 002,2
31	998,8	999,3	999,7	1 000,1	1 000,6	1 001,0	1 001,4	1 001,9
32	998,5	998,9	999,4	999,8	1 000,2	1 000,7	1 001,1	1 001,5
33	998,2	998,6	999,0	999,5	999,9	1 000,3	1 000,8	1 001,2
34	997,8	998,3	998,7	999,1	999,6	1 000,0	1 000,4	1 000,9
35	997,5	997,9	998,4	998,8	999,2	999,7	1 000,1	1 000,5
36	997,1	997,6	998,0	998,4	998,9	999,3	999,7	1 000,2
37	996,8	997,2	997,6	998,1	998,5	998,9	999,4	999,8
38	996,4	996,8	997,3	997,7	998,1	998,6	999,0	999,4
39	996,0	996,5	996,9	997,3	997,8	998,2	998,6	999,0
40	995,7	996,1	996,5	996,9	997,4	997,8	998,2	998,7

Tableau B.3 – Viscosité cinématique de l'eau distillée ν ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

Température de l'eau θ °C	Viscosité cinématique ν $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	Température de l'eau θ °C	Viscosité cinématique ν $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
0	$1,791 \times 10^{-6}$	21	$0,980 \times 10^{-6}$
1	$1,731 \times 10^{-6}$	22	$0,957 \times 10^{-6}$
2	$1,674 \times 10^{-6}$	23	$0,934 \times 10^{-6}$
3	$1,620 \times 10^{-6}$	24	$0,913 \times 10^{-6}$
4	$1,568 \times 10^{-6}$	25	$0,892 \times 10^{-6}$
5	$1,520 \times 10^{-6}$	26	$0,873 \times 10^{-6}$
6	$1,473 \times 10^{-6}$	27	$0,854 \times 10^{-6}$
7	$1,429 \times 10^{-6}$	28	$0,835 \times 10^{-6}$
8	$1,387 \times 10^{-6}$	29	$0,817 \times 10^{-6}$
9	$1,346 \times 10^{-6}$	30	$0,800 \times 10^{-6}$
10	$1,308 \times 10^{-6}$	31	$0,784 \times 10^{-6}$
11	$1,271 \times 10^{-6}$	32	$0,768 \times 10^{-6}$
12	$1,236 \times 10^{-6}$	33	$0,753 \times 10^{-6}$
13	$1,202 \times 10^{-6}$	34	$0,738 \times 10^{-6}$
14	$1,170 \times 10^{-6}$	35	$0,723 \times 10^{-6}$
15	$1,140 \times 10^{-6}$	36	$0,709 \times 10^{-6}$
16	$1,110 \times 10^{-6}$	37	$0,696 \times 10^{-6}$
17	$1,082 \times 10^{-6}$	38	$0,683 \times 10^{-6}$
18	$1,055 \times 10^{-6}$	39	$0,670 \times 10^{-6}$
19	$1,029 \times 10^{-6}$	40	$0,658 \times 10^{-6}$
20	$1,004 \times 10^{-6}$		

NOTES

- 1 Les valeurs de ν sont données en fonction de la température de l'eau θ (°C) à la pression absolue $P_{\text{abs}} = 10^5 \text{ Pa}$.
- 2 Définition et formule de calcul: voir 1.3.3.3.6 et 2.5.3.3.

Table B.3 – Kinematic viscosity of distilled water ν ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)

Water temperature θ $^{\circ}\text{C}$	Kinematic viscosity ν $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	Water temperature θ $^{\circ}\text{C}$	Kinematic viscosity ν $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
0	$1,791 \times 10^{-6}$	21	$0,980 \times 10^{-6}$
1	$1,731 \times 10^{-6}$	22	$0,957 \times 10^{-6}$
2	$1,674 \times 10^{-6}$	23	$0,934 \times 10^{-6}$
3	$1,620 \times 10^{-6}$	24	$0,913 \times 10^{-6}$
4	$1,568 \times 10^{-6}$	25	$0,892 \times 10^{-6}$
5	$1,520 \times 10^{-6}$	26	$0,873 \times 10^{-6}$
6	$1,473 \times 10^{-6}$	27	$0,854 \times 10^{-6}$
7	$1,429 \times 10^{-6}$	28	$0,835 \times 10^{-6}$
8	$1,387 \times 10^{-6}$	29	$0,817 \times 10^{-6}$
9	$1,346 \times 10^{-6}$	30	$0,800 \times 10^{-6}$
10	$1,308 \times 10^{-6}$	31	$0,784 \times 10^{-6}$
11	$1,271 \times 10^{-6}$	32	$0,768 \times 10^{-6}$
12	$1,236 \times 10^{-6}$	33	$0,753 \times 10^{-6}$
13	$1,202 \times 10^{-6}$	34	$0,738 \times 10^{-6}$
14	$1,170 \times 10^{-6}$	35	$0,723 \times 10^{-6}$
15	$1,140 \times 10^{-6}$	36	$0,709 \times 10^{-6}$
16	$1,110 \times 10^{-6}$	37	$0,696 \times 10^{-6}$
17	$1,082 \times 10^{-6}$	38	$0,683 \times 10^{-6}$
18	$1,055 \times 10^{-6}$	39	$0,670 \times 10^{-6}$
19	$1,029 \times 10^{-6}$	40	$0,658 \times 10^{-6}$
20	$1,004 \times 10^{-6}$		

NOTES

- 1 Values for ν are given as a function of water temperature θ ($^{\circ}\text{C}$) at absolute pressure $p_{\text{abs}} = 10^5 \text{ Pa}$.
- 2 Definition and formula: see 1.3.3.3.6 and 2.5.3.3.

Tableau B.4 – Pression de vapeur de l'eau distillée p_{va} (Pa)

Température θ °C	Pression de vapeur p_{va} Pa	Température θ °C	Pression de vapeur p_{va} Pa
0	611	21	2 488
1	657	22	2 645
2	706	23	2 810
3	758	24	2 985
4	814	25	3 169
5	873	26	3 363
6	935	27	3 567
7	1 002	28	3 782
8	1 073	29	4 008
9	1 148	30	4 246
10	1 228	31	4 495
11	1 313	32	4 758
12	1 403	33	5 034
13	1 498	34	5 323
14	1 599	35	5 627
15	1 706	36	5 945
16	1 819	37	6 280
17	1 938	38	6 630
18	2 064	39	6 997
19	2 198	40	7 381
20	2 339		
NOTES			
1 Les valeurs de p_{va} sont données en fonction de la température de l'eau θ (°C).			
2 Définition et formule de calcul: voir 1.3.3.3.4 et 2.5.3.4.			

Table B.4 – Vapour pressure of distilled water p_{va} (Pa)

Temperature θ °C	Vapour pressure p_{va} Pa	Temperature θ °C	Vapour pressure p_{va} Pa
0	611	21	2 488
1	657	22	2 645
2	706	23	2 810
3	758	24	2 985
4	814	25	3 169
5	873	26	3 363
6	935	27	3 567
7	1 002	28	3 782
8	1 073	29	4 008
9	1 148	30	4 246
10	1 228	31	4 495
11	1 313	32	4 758
12	1 403	33	5 034
13	1 498	34	5 323
14	1 599	35	5 627
15	1 706	36	5 945
16	1 819	37	6 280
17	1 938	38	6 630
18	2 064	39	6 997
19	2 198	40	7 381
20	2 339		
NOTES			
1 Values for p_{va} are given as a function of water temperature θ (°C).			
2 Definition and formula: see 1.3.3.3.4 and 2.5.3.4.			

Tableau B.5 – Masse volumique de l'air sec ρ_a (kg·m⁻³)

Température de l'air θ_a °C	Masse volumique de l'air sec ρ_a kg · m ⁻³
0	1,293
2	1,284
4	1,274
6	1,265
8	1,256
10	1,247
12	1,238
14	1,230
16	1,221
18	1,213
20	1,205
22	1,196
24	1,188
26	1,180
28	1,173
30	1,165

NOTES

1 Les valeurs de ρ_a sont données en fonction de la température de l'air θ_a (°C) à la pression ambiante absolue $p_{amb-o} = 101\,325$ Pa.

2 Définition et formule de calcul: voir 1.3.3.3.3 et 2.5.4.1.

Table B.5 – Density of dry air ρ_a (kg·m⁻³)

Air temperature θ_a (°C)	Density of dry air ρ_a (kg · m ⁻³)
0	1,293
2	1,284
4	1,274
6	1,265
8	1,256
10	1,247
12	1,238
14	1,230
16	1,221
18	1,213
20	1,205
22	1,196
24	1,188
26	1,180
28	1,173
30	1,165
NOTES 1 Values are given as a function of air temperature θ_a (°C) at absolute ambient pressure $p_{amb-o} = 101\,325$ Pa. 2 Definition and formula: see 1.3.3.3.3 and 2.5.4.1.	

Tableau B.6 – Pression ambiante p_{amb} (Pa)

Altitude z m	Pression ambiante p_{amb} Pa	Altitude z m	Pression ambiante p_{amb} Pa
0	101 325		
100	100 129	2 100	78 520
200	98 945	2 200	77 548
300	97 773	2 300	76 586
400	96 611	2 400	75 634
500	95 461	2 500	74 692
600	94 322	2 600	73 759
700	93 194	2 700	72 835
800	92 076	2 800	71 921
900	90 970	2 900	71 017
1 000	89 876	3 000	70 121
1 100	88 792	3 100	69 235
1 200	87 718	3 200	68 358
1 300	86 655	3 300	67 490
1 400	85 602	3 400	66 631
1 500	84 560	3 500	65 780
1 600	83 528	3 600	64 939
1 700	82 506	3 700	64 106
1 800	81 494	3 800	63 283
1 900	80 493	3 900	62 467
2 000	79 501	4 000	61 660
NOTES			
1 Les valeurs de p_{amb} sont données en fonction de l'altitude z (m).			
2 Définition et formule de calcul: voir 1.3.3.5.2 et 2.5.4.2.			

Table B.6 – Ambient pressure p_{amb} (Pa)

Elevation z m	Ambient pressure p_{amb} Pa	Elevation z m	Ambient pressure p_{amb} Pa
0	101 325		
100	100 129	2 100	78 520
200	98 945	2 200	77 548
300	97 773	2 300	76 586
400	96 611	2 400	75 634
500	95 461	2 500	74 692
600	94 322	2 600	73 759
700	93 194	2 700	72 835
800	92 076	2 800	71 921
900	90 970	2 900	71 017
1 000	89 876	3 000	70 121
1 100	88 792	3 100	69 235
1 200	87 718	3 200	68 358
1 300	86 655	3 300	67 490
1 400	85 602	3 400	66 631
1 500	84 560	3 500	65 780
1 600	83 528	3 600	64 939
1 700	82 506	3 700	64 106
1 800	81 494	3 800	63 283
1 900	80 493	3 900	62 467
2 000	79 501	4 000	61 660
NOTES 1 Values are given as a function of elevation z (m). 2 Definition and formula: see 1.3.3.5.2 and 2.5.4.2.			

Tableau B.7 – Masse volumique du mercure ρ_{Hg} ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

Température θ °C	Masse volumique ρ_{Hg} $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	Température θ °C	Masse volumique ρ_{Hg} $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
0	13 595	21	13 543
1	13 593	22	13 541
2	13 590	23	13 538
3	13 588	24	13 536
4	13 585	25	13 534
5	13 583	26	13 531
6	13 580	27	13 529
7	13 578	28	13 526
8	13 575	29	13 524
9	13 573	30	13 521
10	13 570	31	13 519
11	13 568	32	13 516
12	13 565	33	13 514
13	13 563	34	13 511
14	13 561	35	13 509
15	13 558	36	13 507
16	13 556	37	13 504
17	13 553	38	13 502
18	13 551	39	13 499
19	13 548	40	13 497
20	13 546		
NOTES			
1 Les valeurs de ρ_{Hg} sont données en fonction de la température θ (°C) à la pression ambiante absolue $p_{\text{amb-0}} = 101\,325\text{ Pa}$ (pression ambiante normale au niveau de la mer).			
2 Définition et formule de calcul: voir 1.3.3.3.3 et 2.5.5.			

Table B.7 – Density of mercury ρ_{Hg} ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

Temperature θ °C	Density ρ_{Hg} $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	Temperature θ °C	Density ρ_{Hg} $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
0	13 595	21	13 543
1	13 593	22	13 541
2	13 590	23	13 538
3	13 588	24	13 536
4	13 585	25	13 534
5	13 583	26	13 531
6	13 580	27	13 529
7	13 578	28	13 526
8	13 575	29	13 524
9	13 573	30	13 521
10	13 570	31	13 519
11	13 568	32	13 516
12	13 565	33	13 514
13	13 563	34	13 511
14	13 561	35	13 509
15	13 558	36	13 507
16	13 556	37	13 504
17	13 553	38	13 502
18	13 551	39	13 499
19	13 548	40	13 497
20	13 546		

NOTES

1 Values are given as a function of temperature θ (°C) at absolute ambient pressure $p_{\text{amb-0}} = 101\,325\text{ Pa}$ (standard ambient pressure at sea level).

2 Definition and formula: see 1.3.3.3.3 and 2.5.5.

Annexe C (informative)

Etablissement de l'équation définissant l'énergie hydraulique massique de la machine

C.1 Equation théorique

Le bilan des énergies, à l'intérieur des limites d'une machine hydraulique, est donné par l'équation de Bernoulli sous sa forme différentielle et complétée par un terme correspondant aux pertes d'énergie:

$$\frac{dp_{abs}}{\rho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + gdz + de_L + de = 0$$

où

$\frac{dp_{abs}}{\rho}$ est la variation d'énergie massique de pression;

$d\left(\frac{v^2}{2}\right)$ est la variation d'énergie massique cinétique;

gdz est la variation d'énergie massique potentielle;

de_L est l'énergie massique dissipée;

de est l'énergie massique échangée entre l'eau et la roue ($de < 0$ pour une turbine, $de > 0$ pour une pompe).

Dans une machine idéale sans perte ($de_L = 0$), l'énergie hydraulique massique E de l'eau qui est disponible entre les sections de référence haute et basse pression, 1 et 2, de la machine est obtenue par intégration entre ces deux sections:

$$\int_2^1 de = \int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\rho} + \int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \int_2^1 gdz \quad (C.1)$$

C.2 Terme d'énergie massique de pression

On peut poser:

$$\int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\rho} = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho^*}$$

Compte tenu du domaine d'application de la présente norme, on peut définir ρ^* par l'approximation suivante:

$$\rho^* = \bar{\rho} = \frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2)$$

L'erreur relative introduite par cette approximation reste inférieure à 2×10^{-4} .

Annex C (informative)

Derivation of the equation for the specific hydraulic energy of a machine

C.1 Theoretical equation

The energy balance within the inner boundaries of a hydraulic machine is given by the Bernoulli equation in its differential form, supplemented by the energy loss term:

$$\frac{dp_{abs}}{\rho} + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + gdz + de_L + de = 0$$

where

$\frac{dp_{abs}}{\rho}$ is the change of specific pressure energy;

$d\left(\frac{v^2}{2}\right)$ is the change of specific kinetic energy;

gdz is the change of specific potential energy;

de_L is the specific dissipated energy;

de is the specific energy exchanged between the water and the runner/impeller ($de < 0$ for a turbine, $de > 0$ for a pump).

In an ideal machine without losses ($de_L = 0$), the specific hydraulic energy E of the water which is available between the high and low pressure reference sections 1 and 2 of the machine is obtained by integration between these two sections:

$$\int_2^1 de = \int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\rho} + \int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \int_2^1 gdz \quad (C.1)$$

C.2 Specific pressure energy term

It may be written:

$$\int_2^1 \frac{dp_{abs}}{\rho} = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho^*}$$

Taking into account the scope of this standard, ρ^* may be defined by the approximation:

$$\rho^* = \bar{\rho} = \frac{1}{2}(\rho_1 + \rho_2)$$

The relative error introduced by this approximation is less than 2×10^{-4} .

C.3 Terme d'énergie massique cinétique

La valeur de l'énergie massique cinétique d'un filet de l'écoulement et sa valeur moyenne dans une section droite ($e_c = v^2/2$) sont définies à la note 1 de 3.5.2.4.

Par convention, on admet que la variation d'énergie massique cinétique est donnée par:

$$\int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) = \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)$$

où v_1 et v_2 sont les vitesses débitantes (voir 1.3.3.4.9) dans les sections de référence 1 et 2. (En toute rigueur, il faudrait tenir compte des composantes tangentielles et radiales des vitesses.)

C.4 Terme d'énergie massique potentielle

La variation de l'accélération due à la pesanteur en fonction de l'altitude entre les sections 1 et 2 étant faible, on peut écrire:

$$\int_2^1 g dz = \bar{g}(z_1 - z_2)$$

avec $\bar{g} = \frac{1}{2}(g_1 + g_2)$

C.5 Equation pratique

Avec les simplifications ci-dessus, l'équation (C.1) définissant l'énergie hydraulique massique de la machine (voir 1.3.3.6.2) devient:

$$E = \frac{1}{\bar{\rho}}(p_{abs1} - p_{abs2}) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

En pratique, on peut prendre pour \bar{g} la valeur de g au niveau de référence de la machine. De plus, pour les machines de basse chute, $(p_1 - p_2) < 4 \times 10^5$ Pa par exemple, on peut prendre pour $\bar{\rho}$ la valeur de ρ dans la section de référence basse pression.

C.3 Specific kinetic energy term

The value of the specific kinetic energy term in a streamline of the flow and its mean value in a cross-section ($e_c = v^2 / 2$) are defined in note 1 of 3.5.2.4.

By convention, it is assumed that the change in specific kinetic energy is given by:

$$\int_2^1 d\left(\frac{v^2}{2}\right) = \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2)$$

where v_1 and v_2 are the mean axial velocities (see 1.3.3.4.9) in the reference sections 1 and 2. (Strictly speaking, the tangential and radial components of the velocities should be taken into account.)

C.4 Specific potential energy term

Since the change in gravitational acceleration with elevation between the reference sections 1 and 2 is small, it may be written:

$$\int_2^1 g dz = \bar{g}(z_1 - z_2)$$

where $\bar{g} = \frac{1}{2}(g_1 + g_2)$

C.5 Practical equation

With the above simplifications, equation (C.1) defining the specific hydraulic energy of the machine (see 1.3.3.6.2) becomes:

$$E = \frac{1}{\rho}(p_{abs1} - p_{abs2}) + \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) + \bar{g}(z_1 - z_2)$$

In practice, the value of g at the reference level of the machine may be taken as \bar{g} . Furthermore, for low head machines, $(p_1 - p_2) < 4 \times 10^5$ Pa for instance, the value of ρ at the low pressure reference section may be taken as $\bar{\rho}$.

Annexe D (informative)

Influence de la masse volumique réelle de l'eau, ρ_{wa} , sur les mesures et sur les étalonnages

Par suite de la présence de substances chimiques dissoutes, la masse volumique réelle ρ_{wa} de l'eau utilisée (voir 3.5.2.3 et 2.5.3.1.2) est toujours supérieure à celle de l'eau distillée, ρ_{wd} , telle qu'elle est donnée en 2.5.3.1.3 et au tableau B.2. L'écart est généralement inférieur à 0,05 %.

Si l'énergie hydraulique massique E est déterminée principalement par des mesures de pression et si les appareils de mesure sont placés approximativement à la même élévation, E peut être exprimée par:

$$E = \frac{p_1 - p_2}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

La puissance hydraulique s'écrit alors:

$$\begin{aligned} P_h &= \left[\frac{p_1 - p_2}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right] \cdot \rho_1 \cdot Q_1 \\ &= \left[p_1 - p_2 + \bar{\rho} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right] \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} \cdot Q_1 \end{aligned}$$

où $\rho_1 = \rho_{wa,1}$ et $\bar{\rho} = \bar{\rho}_{wa}$.

En pratique, on peut admettre que, dans l'installation d'essai sur modèle, ρ_{wa} diffère très peu de ρ_{wd} et que les deux varient de la même façon avec la température et la pression:

$$\frac{\rho_{wa,1}}{\bar{\rho}_{wa}} = \frac{\rho_{wd,1}}{\bar{\rho}_{wd}} = \frac{\rho_1}{\bar{\rho}}$$

Il est tout à fait justifié d'utiliser la valeur $\bar{\rho}_{wd}$ dans le terme $\bar{\rho}_{wa} \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$, car le terme $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$ est toujours inférieur à 10 % du terme d'énergie de pression, même pour les machines de grande vitesse spécifique. L'erreur sur E ou sur η due à l'emploi de la masse volumique de l'eau distillée est donc toujours inférieure à 0,005 %. Une bonne approximation de la puissance hydraulique est donc donnée par:

$$P_h = \left[p_1 - p_2 + \bar{\rho}_{wd} \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right] \cdot \frac{\rho_{wd,1}}{\bar{\rho}_{wd}} \cdot Q_1.$$

Annex D (informative)

Influence of the density of actual water ρ_{wa} on measurement and calibration

Due to chemically dissolved components, the density of actual test water ρ_{wa} (see 3.5.2.3 and 2.5.3.1.2) will always be higher than the density of distilled water ρ_{wd} , as given in 2.5.3.1.3 and table B.2. The deviation in general is less than 0,05 %.

If the specific hydraulic energy E is determined primarily by pressure measurements and if the measuring instruments are mounted at approximately the same elevation, E can be expressed by:

$$E = \frac{p_1 - p_2}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

The hydraulic power becomes:

$$\begin{aligned} P_h &= \left[\frac{p_1 - p_2}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right] \cdot \rho_1 \cdot Q_1 \\ &= \left[p_1 - p_2 + \bar{\rho} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right] \cdot \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} \cdot Q_1 \end{aligned}$$

where $\rho_1 = \rho_{wa,1}$ and $\bar{\rho} = \bar{\rho}_{wa}$.

In practice, it may be assumed that in the model testing installation ρ_{wa} differs little from ρ_{wd} and that both vary with temperature and pressure in a similar manner:

$$\frac{\rho_{wa,1}}{\bar{\rho}_{wa}} = \frac{\rho_{wd,1}}{\bar{\rho}_{wd}} = \frac{\rho_1}{\bar{\rho}}$$

It is completely justified to apply $\bar{\rho}_{wd}$ in term $\bar{\rho}_{wa} \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$ because $\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$ will always be less than 10 % of the pressure energy term, even for high specific speed machines. Thus the error for E or η when applying the density of distilled water will always be less than 0,005 %. Therefore a good approximation for hydraulic power is:

$$P_h = \left[p_1 - p_2 + \bar{\rho}_{wd} \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \right] \cdot \frac{\rho_{wd,1}}{\bar{\rho}_{wd}} \cdot Q_1$$

Annexe E (informative)

Procédure résumée d'essai et de calcul

E.1 Introduction

Cette annexe contient une liste de contrôles et d'opérations diverses à effectuer avant, pendant et après les essais.

Les phases principales du calcul d'un point d'essai ainsi que toutes les informations nécessaires à la comparaison avec les garanties, y compris l'évaluation des incertitudes de mesure, sont résumées ci-après.

Il est fait pour chaque point référence au paragraphe concerné de la présente norme.

E.2 Accords à obtenir avant l'essai

Il faut obtenir en temps voulu, avant l'essai, des accords entre les parties contractantes sur les points suivants:

- les dimensions du modèle (2.3.2.2) et son échelle λ (1.3.3.2.9);
- les caractéristiques structurelles du modèle (2.1.3.2);
- les prescriptions relatives à la similitude (2.3.1);
- les conditions d'essai (2.3.2.1);
- les valeurs de Re_{M^*} ou de Re_{sp} (1.4.1.4) lorsque les garanties portent sur le modèle (3.8.2.2) (pour les turbines Pelton, la valeur du nombre de Froude, 2.3.1.5.2);
- l'étendue du modèle (2.1.3.3);
- les sections de référence (1.4.1.1);
- les sections de mesure de la pression (3.3.2 et 3.5.2.1) et l'aire pour le calcul de l'énergie hydraulique massique (3.5.2) et de l'énergie massique nette à l'aspiration (3.5.4);
- les valeurs garanties de la puissance, du débit, du rendement, de la vitesse d'emballlement stabilisé et l'influence de la cavitation sur les performances hydrauliques (1.4.2);
- les valeurs de σ_{PI} (1.4.2.1.5);
- les modalités de l'essai de cavitation (2.3.3.3.6 et 3.8.2.3.7) et le niveau de référence de cavitation (2.3.1.5.1);
- l'injection de germes de cavitation (2.1.2.3, 2.3.1.6.2 et 2.5.3.2) dans l'eau du circuit, si nécessaire;
- toutes autres prescriptions pour les essais du modèle (2.3.3.1.1);
- le planning des essais (2.3.3.1.2);
- le personnel d'essai et ses responsabilités (2.3.3.1.3);
- le type et l'étendue des essais à réaliser (2.3.3.3);
- la procédure d'étalonnage des instruments utilisés (2.3.3.1.5);
- la valeur de l'accélération due à la pesanteur pour le prototype, g_P (2.5.2);
- la température de l'eau pour le prototype, θ_P , et la valeur correspondante de la viscosité cinématique, ν_P (2.5.3.3);
- la masse volumique de l'eau pour le prototype, ρ_P (2.5.3.1);

Annex E (informative)

Summarized test and calculation procedure

E.1 Premise

Annex E contains a list of agreements, checks and operations to be carried out before, during and after the tests.

Also the main aspects of a test point calculation, together with all the information necessary to make a comparison with the guarantees, including the evaluation of the measurement uncertainties are summarized below.

For each point, reference is made to the applicable subclauses of this standard.

E.2 Agreements to be reached prior to testing

Agreement between the parties shall be reached, in due time before the test, on:

- the model size (2.3.2.2) and the scale ratio λ (1.3.3.2.9);
- the model structural characteristics (2.1.3.2);
- similitude requirements (2.3.1);
- the test conditions (2.3.2.1);
- the values of Re_{M^*} or Re_{sp} (1.4.1.4) when the guarantees refer to the model (3.8.2.2), (for Pelton turbine, the value of Froude number, 2.3.1.5.2);
- the extent of the model (2.1.3.3);
- the reference sections (1.4.1.1);
- the pressure measuring sections (3.3.2 and 3.5.2.1) and the areas for the calculation of specific hydraulic energy (3.5.2) and net positive suction specific energy (3.5.4);
- the guaranteed values of power, discharge, efficiency, steady-state runaway speed and influence of cavitation on hydraulic performance (1.4.2);
- the σ_{PI} values (1.4.2.1.5);
- the cavitation test procedure (2.3.3.3.6 and 3.8.2.3.7) and the cavitation reference level (2.3.1.5.1);
- the injection of cavitation nuclei (2.1.2.3, 2.3.1.6.2 and 2.5.3.2) in the circuit water, if necessary;
- all other specifications for the model tests (2.3.3.1.1);
- the time schedule of the tests (2.3.3.1.2);
- the personnel and responsibilities (2.3.3.1.3);
- the type and extent of the tests to be performed (2.3.3.3);
- the calibration procedure for the instruments to be utilized (2.3.3.1.5);
- g_P prototype value of gravitational acceleration (2.5.2);
- θ_P prototype water temperature and corresponding kinetic viscosity ν_P (2.5.3.3);
- ρ_P prototype water density (2.5.3.1);

- la vitesse de rotation du prototype en régime permanent, n_p ;
- le nombre de Reynolds du prototype en régime permanent, Re_p ;
- l'étendue de $NPSE_p$ dans laquelle fonctionnera le prototype (1.4.2.1.5);
- l'énergie hydraulique massique maximale E_{pmax} en régime d'emballement (1.4.2.1.4);
- les pertes de puissance mécanique du prototype (1.4.2.1.1 et 2.4.1.4);
- les pertes par ventilation de la machine électrique (annexe G).

E.3 Modèle, installation d'essai et instrumentation

E.3.1 Construction du modèle et contrôles dimensionnels

Le modèle doit être fabriqué conformément à 2.1.3.2 et soumis aux contrôles dimensionnels indiqués en 2.2 et en 2.3.3.1.6. Il faut porter une attention particulière aux points suivants:

- la valeur du diamètre de référence (1.3.3.2.6);
- le contrôle des jeux du joint de la roue (2.2.2.1.6 et 2.3.3.2.1);
- la rugosité ou le fini des surfaces mouillées (2.2.3).

E.3.2 Instrumentation de l'installation d'essai et système d'acquisition des données

Le banc d'essai et l'ensemble du circuit doivent être soigneusement contrôlés (2.3.3.2.2) avant et pendant les essais, en particulier l'état des tuyauteries des prises de pression pour détecter toute fuite.

L'instrumentation et le système d'acquisition des données doivent aussi être soigneusement contrôlés et étalonnés avant et après l'essai (2.3.3.2.3).

Les points suivants sont habituellement vérifiés à l'aide de contrôles spécifiques de fonctionnement:

- la régularité de la répartition des pressions aux prises des sections d'entrée et de sortie du modèle (3.3.3.1);
- la réponse correcte de l'instrumentation pour le même point de fonctionnement mesuré dans des conditions d'essai différentes (2.3.3.3.1).

E.4 Essais et calcul des grandeurs relatives au modèle

Habituellement, un essai préparatoire complet et un essai préliminaire sont effectués par le constructeur ou en sa présence pour vérifier toutes les garanties objet du contrat et pour définir l'ensemble du comportement de la machine en fonctionnement; les essais de réception sont effectués ensuite en présence de toutes les parties impliquées (2.3.3.3.1).

E.4.1 Mesurage des grandeurs principales pendant les essais

Pour chaque point d'essai, on doit relever les valeurs moyennes des indications délivrées par les instruments de mesure des grandeurs énumérées ci-après. Ces mesures sont faites conformément à 3.1 et à 3.8.2.1:

- débit (3.2);
- pression aux sections de mesure haute et basse pression, ou bien pression différentielle entre les sections 1 et 2 et pression d'aspiration à la section 2 (3.3, 3.4 et 3.5);
- couple (3.6);
- vitesse de rotation (3.7);
- température de l'eau du circuit d'essai;

- n_p steady-state prototype speed;
- Re_p steady-state Reynolds number of prototype;
- $NPSE_p$ range of prototype operation (1.4.2.1.5);
- E_{Pmax} maximum specific hydraulic energy applied to runaway condition (1.4.2.1.4);
- mechanical power losses of the prototype (1.4.2.1.1 and 2.4.1.4);
- electrical machine windage losses (annex G).

E.3 Model, test facility and instrumentation

E.3.1 Model manufacture and dimensional checks

The model shall be manufactured according to 2.1.3.2 and subjected to the dimensional checks outlined in 2.2 and 2.3.3.1.6. Particular attention shall be paid to:

- the value of the reference diameter (1.3.3.2.6);
- checking the runner/impeller seal clearances (2.2.2.1.6 and 2.3.3.2.1);
- the roughness or surface quality of wetted surfaces (2.2.3).

E.3.2 Test facility instrumentation and data acquisition system

The test stand and the complete circuit shall be carefully checked (2.3.3.2.2) before and during the tests, paying particular attention to the condition of the gauge piping for any leakage.

The instrumentation and the data acquisition system shall also be carefully checked and calibrated before and after the tests (2.3.3.2.3).

The following is usually verified by means of specific operation tests:

- the regularity of the pressure at the taps of the model inlet and outlet sections (3.3.3.1);
- the proper response of the instrumentation at the same operating point tested under different test conditions (2.3.3.3.1).

E.4 Tests and calculation of the model values

Usually, a complete preparatory test and preliminary test are carried out by, or in the presence of the manufacturer to verify all the guarantees prescribed in the contract and to define the whole operating behaviour of the machine. The acceptance tests, witnessed by all the parties involved, are subsequently carried out (2.3.3.3.1).

E.4.1 Measurement of the main quantities during the test

For each test point, the average values of the readings of the instruments measuring the quantities listed below shall be obtained. Measurements are made in accordance with 3.1 and 3.8.2.1:

- discharge (3.2);
- pressure at the high pressure and low pressure measuring sections (or alternatively differential pressure between sections 1 and 2 and suction pressure at section 2) (3.3, 3.4, 3.5);
- torque (3.6);
- rotational speed (3.7);
- test circuit water temperature;

- température ambiante;
- température des instruments;
- pression ambiante.

Les étalonnages de tous les instruments de mesure doivent être disponibles et être contrôlés (2.3.3.1.5).

Les valeurs des constantes nécessaires aux calculs [par exemple g (2.5.2), ρ (2.5.3.1), z_c (2.3.1.5.1), p_{va} (2.5.3.4), ν (2.5.3.3), la longueur des bras de levier (3.6.2.1), T_{Lm} (3.6.5.3)] doivent être connues ou calculées dans les conditions d'essai.

E.4.2 Incertitude totale

E.4.2.1 Incertitude systématique sur les grandeurs mesurées

Les valeurs des incertitudes systématiques nécessaires pour la détermination de la bande d'incertitude doivent être fixées et agréées pour chaque grandeur (3.9.2.2.2 et annexe J).

E.4.2.2 Incertitude aléatoire sur les grandeurs mesurées

La valeur de l'incertitude aléatoire doit être estimée directement sur la base d'un essai approprié effectué soit près du point de rendement maximal soit, si nécessaire, à charge partielle (2.3.2.3.1, 3.9.2.2.1 et annexe L).

E.4.2.3 Incertitude totale

L'incertitude totale résulte de la combinaison des incertitudes systématique et aléatoire ci-dessus. Elle est requise pour définir la bande d'incertitude des courbes de mesure en vue de la comparaison aux garanties (3.9.2.2.4 et 3.10.2).

E.4.3 Calcul des grandeurs liées aux performances hydrauliques principales

En utilisant les constantes et les lectures énumérées ci-dessus, les données d'étalonnage et les équations indiquées en 2.4.1.1 pour le calcul du rendement hydraulique, on calcule les valeurs de ρ_M , Q_M , E_M , P_{mM} , η_{hM} , $NPSE_M$ et Re_M .

E.4.4 Calcul des facteurs ou coefficients adimensionnels et du nombre de Thoma

En utilisant les relations de 1.3.3.12, on peut calculer les valeurs de Q_{nD} , E_{nD} , P_{nD} , σ_{nD} et/ou de Q_{ED} , η_{ED} , P_{ED} et σ .

E.4.5 Détermination de δ_{ref} pour le calcul de l'effet d'échelle

Au moyen d'essais particuliers, on doit déterminer la valeur de $\eta_{hM\ opt}$ et celle de $Re_{M\ opt}$ à laquelle il a été mesuré. A partir de ces résultats, on peut obtenir la valeur de δ_{ref} à utiliser dans les formules de calcul de l'effet d'échelle données en 3.8.2.2 au moyen de la formule de ce paragraphe (voir aussi annexe F).

E.4.6 Calcul du rendement et du coefficient de puissance transposés à Re_{M^*}

On peut appliquer cette méthode de calcul en variante des autres méthodes présentées sur le diagramme de la figure 62. On peut calculer η_{hM^*} , P_{nD^*} et P_{ED^*} (3.8.2.2.3) et obtenir ainsi toutes les courbes de fonctionnement du modèle transposées à Re_{M^*} (3.8.2.2 et 3.8.2.2.3).

Si les garanties portant sur le rendement du modèle se réfèrent à une valeur spécifiée Re_{Msp} , Re_{M^*} peut être pris égal à Re_{Msp} (1.4.1.4 et 3.8.3.3.5).

- ambient temperature;
- instrument temperature;
- ambient pressure.

The calibrations of all the measurement instruments shall be made available and checked (2.3.3.1.5).

The value of the constants necessary for the calculation [for example: g (2.5.2), ρ (2.5.3.1), z_c (2.3.1.5.1), p_{va} (2.5.3.4), v (2.5.3.3), length of levers (3.6.2.1), T_{Lm} (3.6.5.3)] shall be known or calculated for the conditions of the tests.

E.4.2 Total uncertainty

E.4.2.1 Systematic uncertainty of the measured quantities

The values of the systematic uncertainty necessary to determine the uncertainty band shall be fixed and agreed upon for each quantity (3.9.2.2.2 and annex J).

E.4.2.2 Random uncertainty of the measured quantities

The value of the random uncertainty shall be calculated from a test either near the maximum efficiency or, where necessary, at partial load (2.3.2.3.1, 3.9.2.2.1 and annex L).

E.4.2.3 Total uncertainty

The total uncertainty is the combination of the above systematic and random uncertainties and defines the uncertainty band of the curves used for the comparison to guarantees (3.9.2.2.4 and 3.10.2).

E.4.3 Calculation of the quantities related to the main hydraulic performance

Using the constants and the measurements listed, and using the calibration data and the relations given in 2.4.1.1 for the hydraulic efficiency calculation, the values of ρ_M , Q_M , E_M , P_{mM} , η_{hM} , $NPSE_M$ and Re_M are calculated.

E.4.4 Calculation of the dimensionless factors or coefficients and of the Thoma number

Using the relations of 1.3.3.12, the values of Q_{nD} , E_{nD} , P_{nD} and σ_{nD} and/or of Q_{ED} , η_{ED} , P_{ED} and σ may be calculated.

E.4.5 Determination of δ_{ref} for the scale effect calculation

By specific tests, the value of $\eta_{hM\ opt}$ and the value of $Re_{M\ opt}$ at which it is measured shall be determined. From these, the value δ_{ref} to be used in the formulae of 3.8.2.2 for the efficiency scale-up calculation may be determined by the formula given in the same subclause (see also annex F).

E.4.6 Calculation of efficiency and power coefficients referred to Re_{M^*}

This calculation procedure may be applied as an alternative to the others described in the flow chart of figure 62. Values of η_{hM^*} , P_{nD^*} and P_{ED^*} (3.8.2.2.3) may be calculated and then all the operation curves of the model referred to Re_{M^*} (3.8.2.2 and 3.8.2.2.3) can be obtained.

When the guarantee is given for model efficiency referred to a specified value Re_{Msp} , Re_{M^*} may be chosen equal to Re_{Msp} (1.4.1.4 and 3.8.3.3.5).

E.4.7 Correction des valeurs mesurées sur modèle pour tenir compte de l'influence de la cavitation

Pour les essais de rendement, voir 2.3.3.3.5 et 3.8.2.3.7.

Pour les essais d'emballlement, voir 2.3.3.3.7 et 3.8.3.2.

E.5 Calcul des grandeurs relatives au prototype

On se référera au diagramme de la figure 62.

Sur la base de 3.8.2.4 et 3.8.2.5 pour les fonctionnements en régime permanent à la vitesse spécifiée n_p on obtient Q_p , E_p , P_{mp} , $NPSE_p$ et η_{hp} en tenant compte de l'effet d'échelle sur le rendement $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow p}$ et de l'influence de la cavitation (3.8.2.4.2).

Le rendement η_p du prototype et sa puissance mécanique P_p doivent être calculés en tenant compte des pertes mécaniques du prototype (1.3.3.8.4, 1.4.2.1.1 et 3.10.3.4) et des pertes par ventilation de la machine électrique (annexe G).

Pour le fonctionnement à l'emballlement, on se référera à 3.8.3.3 et 3.8.3.4 pour calculer $\eta_{R,p}$, $Q_{R,p}$ et $NPSE_p$. L'influence de la cavitation sur la vitesse d'emballlement stabilisé est examinée en 3.8.3.2.

E.6 Tracé des résultats du modèle ou du prototype

Les points et/ou les courbes d'essai du modèle ou du prototype sont portés sur un graphique prenant en compte un nombre convenable de points d'essai (3.8.2.3 et 3.10.2), après avoir éliminé tout point erratique (3.9.1.3.1). S'il est nécessaire de déterminer une courbe d'interpolation, un exemple en est donné à l'annexe H.

Pour la comparaison aux garanties, les points ou courbes mentionnés ci-dessus sont complétés, si nécessaire, par leur bande d'incertitude (3.10.2).

E.7 Comparaison aux garanties

Le respect des garanties est établi conformément à 3.10.3.1, 3.10.3.2 et 3.10.3.3.

Pour l'application des pénalités ou des primes éventuelles, voir 3.10.3.5.

E.8 Compte rendu final

Le compte rendu final, complété par le journal d'essai et les documents de résultats dûment signés, doit être rédigé dès la fin des essais de réception (2.3.3.3.9); après signature par toutes les parties impliquées, il met fin aux essais de réception sur modèle: toutes les garanties qui ont été contrôlées doivent y être mentionnées et, pour chacune, le compte rendu doit énoncer clairement si la garantie est respectée ou non.

E.9 Rapport d'essai final

Le rapport d'essai final (2.3.3.5) doit contenir tous les documents afférents aux essais officiels et doit être terminé dans un délai convenu après les essais (normalement deux mois).

E.4.7 Correction of the model-measured values taking into account the influence of cavitation

For the efficiency tests, see 2.3.3.3.5 and 3.8.2.3.7.

For the runaway tests, see 2.3.3.3.7 and 3.8.3.2.

E.5 Calculation of prototype quantities

Refer to the flow chart of figure 62.

Based on 3.8.2.4 and 3.8.2.5 for steady-state operation at a specified η_p , the values of Q_p , E_p , P_{mP} , $NPSE_p$ and η_{hP} are obtained taking into account the efficiency scale-up $(\Delta\eta_h)_{M \rightarrow P}$ and the influence of cavitation (3.8.2.4.2).

The efficiency η_p and the mechanical power P_p of the prototype machine shall be calculated taking into account the mechanical power losses of the prototype (1.3.3.8.4, 1.4.2.1.1 and 3.10.3.4) and the electrical machine windage losses (see annex G).

For runaway operation, see 3.8.3.3 and 3.8.3.4 for calculating $n_{R,P}$, $Q_{R,P}$ and $NPSE_p$. The influence of cavitation on steady-state runaway speed is considered in 3.8.3.2.

E.6 Plotting of model or prototype results

The points and/or curves of model or prototype results are plotted on the basis of a proper number of test points (3.8.2.3 and 3.10.2) after having removed any spurious point (see 3.9.1.3.1). If an interpolation curve is necessary, an example of its determination is given in annex H.

The above points or curves are plotted with the uncertainty band where necessary (3.10.2) for comparison with guarantees.

E.7 Comparison with the guarantees

Fulfilment of the guarantees will be established as outlined in 3.10.3.1, 3.10.3.2 and 3.10.3.3.

For the application of penalties and premiums, if any, see 3.10.3.5.

E.8 Final protocol

The final protocol, completed by the daily log and the test results documents, duly signed, shall be drawn at the end of the acceptance tests (2.3.3.3.9) and, once signed by all the involved parties, it closes the acceptance model tests. All guarantees which were checked for compliance shall be mentioned and the protocol shall clearly state if the guarantee, for each was met or not.

E.9 Final test report

The final test report (2.3.3.5) shall contain all the documents pertaining to the official tests and shall be completed after the tests within a time mutually agreed (normally two months).

Annexe F (normative)

Effet d'échelle sur le rendement hydraulique des machines à réaction

F.1 Fondements et hypothèses

Les considérations et les formules exposées dans la présente annexe ne sont valables que pour les machines à réaction¹⁾ (pour les turbines Pelton, voir l'annexe K). La transposition du rendement hydraulique des machines à réaction est basée sur la variation des pertes par frottement hydrodynamique avec le nombre de Reynolds Re .

Dans la présente norme, l'effet d'échelle n'est pris en considération que sur le rendement et la puissance mécanique à la roue mais non sur le débit ni l'énergie hydraulique massique. La méthode utilisée pour son évaluation suppose que les surfaces mouillées sont hydrauliquement lisses; aucune influence de la rugosité ou d'autres facteurs n'est prise en compte²⁾.

Dans la formule de transposition (voir F.3), l'exposant de la courbe des pertes transposables (0,16) et le rapport des pertes transposables aux pertes totales (V_{ref}) sont des valeurs expérimentales déduites:

- a) d'essais sur modèles en écoulement hydrauliquement lisse, à des nombres de Reynolds variés;
- b) de la comparaison de mesures du rendement de modèles et de prototypes homologues ayant des états de surface en accord avec 2.2. La rugosité des surfaces prescrite en 2.2.3.3 ne conduit pas nécessairement à des conditions adéquates pour un écoulement hydrauliquement lisse.

On admet que la formule de transposition du rendement hydraulique indiquée ci-après reste valable aussi longtemps que les écarts de similitude géométrique des jeux restent dans les limites précisées en 2.2.2.1.6 (voir aussi 2.2.2.1.7 et 2.2.2.2.5).

Il est admis par convention de calculer l'augmentation $\Delta\eta_h$ du rendement hydraulique au point de meilleur rendement du modèle et d'appliquer cette valeur dans tout le domaine de garantie des rendements pour autant que le rendement hydraulique ne soit pas trop affecté par la cavitation (voir 3.8.2.4.2). Il convient que le rendement hydraulique optimal ne soit pas lui-même affecté par la cavitation.

¹⁾ Pour les machines à réaction de conception particulière, voir tableau 7, note 1, en 3.8.2.2.1.

²⁾ Bien que diverses méthodes de prise en compte de l'effet d'échelle sur l'énergie hydraulique massique et sur le débit ou de l'influence de la rugosité aient été publiées, il n'y a encore pas de fondement communément accepté permettant de quantifier ces effets. Pour plus d'informations, se reporter aux références données en F.5.

Annex F (normative)

Scale-up of the hydraulic efficiency of reaction machines

F.1 Basic statements and assumptions

Statements and formulae given in this annex are valid only for reaction machines¹⁾ (for Pelton turbines, see annex K). The scale-up of hydraulic efficiency of reaction machines is based on the dependence of friction losses on Reynolds number Re .

Scale-up in this standard applies only to efficiency and mechanical power of runner/impeller, not to discharge or specific hydraulic energy. The applied method of evaluation is based on the assumption that wetted surfaces are hydraulically smooth and no influence of roughness or other effects is taken into account ²⁾.

In the scale-up formula (see F.3) the exponent of the scalable losses curve (0,16) and the ratio of scalable losses to total losses (V_{ref}) are average experimentally based values derived from:

- a) model tests at different Reynolds numbers on models with hydraulically smooth surfaces;
- b) comparison of efficiency tests on models and homologous prototypes, having a surface roughness according to 2.2. The surface roughness as required in 2.2.3.3 does not necessarily yield hydraulically smooth flow conditions.

As long as the deviations in geometric similarity of clearances are within the limits specified in 2.2.2.1.6 (see also 2.2.2.1.7 and 2.2.2.2.5), it is assumed that the formula for hydraulic efficiency scale-up given below remains valid.

It is conventionally agreed to calculate the hydraulic efficiency increase $\Delta\eta_h$ at the point of maximum model hydraulic efficiency and to apply this value over the whole range of guaranteed efficiencies provided the hydraulic efficiency is not greatly affected by cavitation (see 3.8.2.4.2). The optimum hydraulic efficiency should not be affected by cavitation.

¹⁾ For reaction machines of special design, see table 7, note 1 of 3.8.2.2.1.

²⁾ Although various procedures on how to consider the scale effects on specific hydraulic energy and discharge or the roughness effects have been presented, there is yet no commonly accepted basis to quantify these effects. For more information, see references in F.5.

F.2 Proportion des pertes relatives transposables dans le domaine de garantie du rendement

Pour une turbomachine hydraulique donnée, le montant des pertes relatives transposables δ en fonction du nombre de Reynolds Re est le même dans tout le domaine R de garantie du rendement (le domaine R est représenté schématiquement à la figure F.1).

Il en résulte que, au même nombre de Reynolds, par exemple Re_M , le montant des pertes relatives transposables δ est le même pour tout point de fonctionnement compris dans le domaine R , mais que le montant des pertes relatives fixes δ_{ns} dépend du montant des pertes relatives totales ($1 - \eta_h$) du point de fonctionnement.

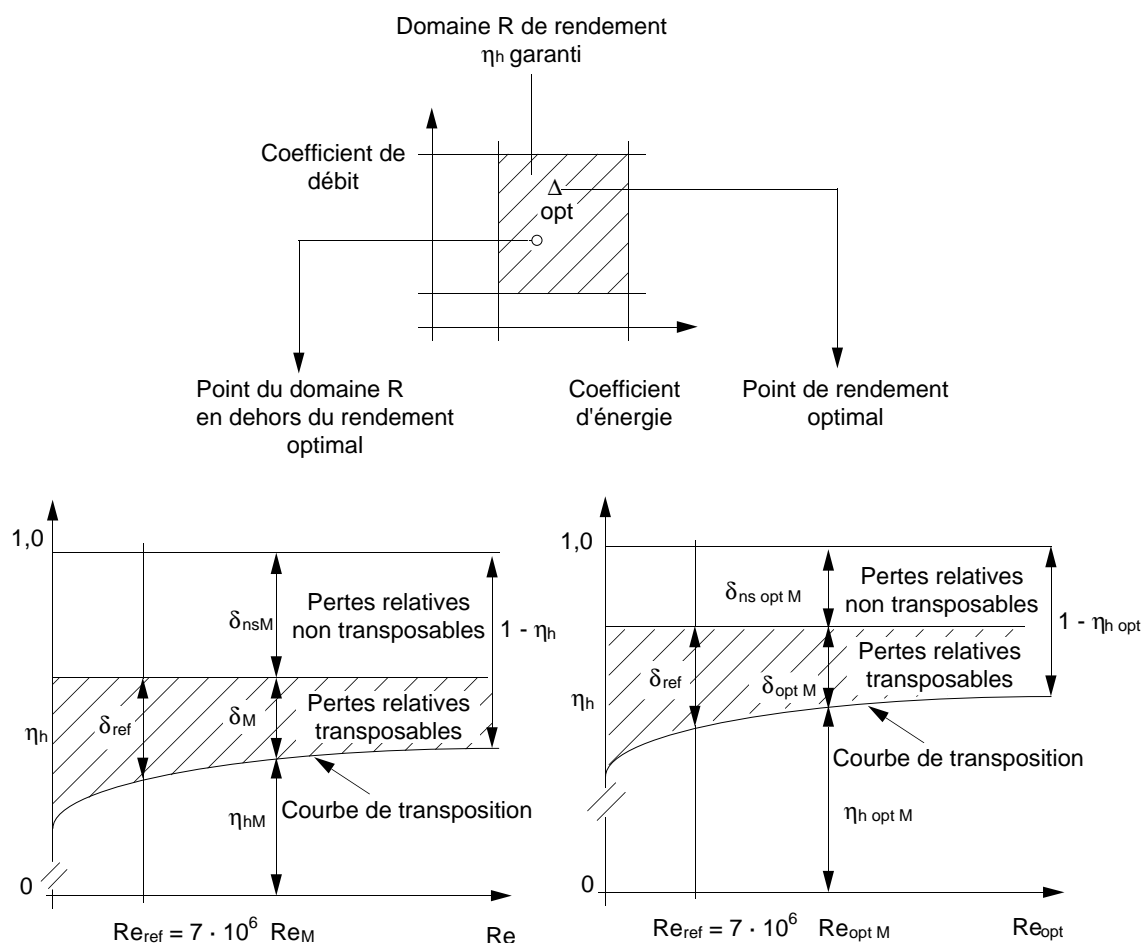


Figure F.1 – Variation des pertes relatives transposables

F.2 Amount of relative scalable losses in the range of guaranteed efficiencies

For a given hydraulic turbomachine, the amount of relative scalable losses δ as a function of Reynolds number Re is the same over the range R of guaranteed efficiencies (range R is shown schematically in figure F.1).

This means that for a given constant Reynolds number, for example Re_M , the amount of relative scalable losses δ is constant for each operating point within the whole range R , whereas the amount of non-scalable losses δ_{ns} depends on the amount of the relative total loss $(1 - \eta_h)$ of the operating point.

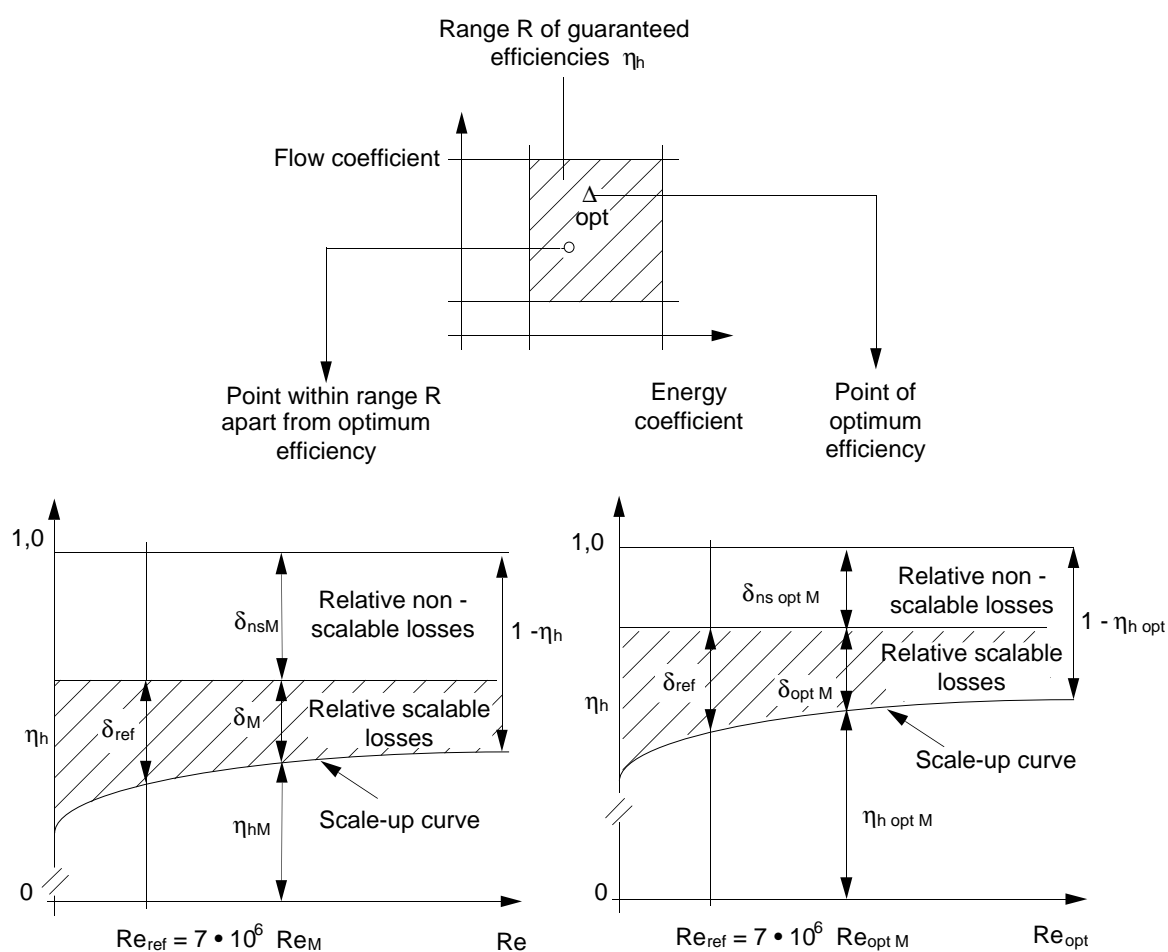


Figure F.1 – Variation of relative scalable losses

F.3 Etablissement de la formule générale d'effet d'échelle

Deux points A et B représentant des conditions de fonctionnement hydrauliquement semblables conformément aux hypothèses de 2.3.1.2 sont présentés dans la figure F.2.

Les pertes relatives transposables aux nombres de Reynolds Re_{ref} , Re_A et Re_B (voir figure F.2) sont liées par les relations suivantes:

$$\frac{\delta_A}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_A} \right)^{0,16}$$

$$\frac{\delta_B}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_B} \right)^{0,16}$$

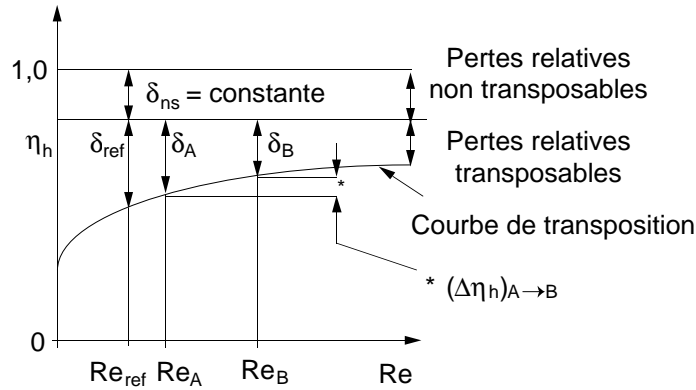


Figure F.2 – Variation de rendement dans des conditions de fonctionnement hydrauliquement semblables avec des valeurs de Re différentes pour A et B

Comme $(\Delta\eta_h)_{A \rightarrow B} = \delta_A - \delta_B$

on obtient la formule générale de transposition:

$$(\Delta\eta_h)_{A \rightarrow B} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_A} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_B} \right)^{0,16} \right]$$

dont les formules citées en 3.8.2.2 et 3.8.2.4.1 sont des cas particuliers.

Les hypothèses de F.1 et 3.8.2.2.2 permettent d'écrire les trois équations suivantes pour le fonctionnement optimal

$$\frac{\delta_{optM}}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_{optM}} \right)^{0,16}$$

$$V_{ref} = \frac{\delta_{ref}}{\delta_{ref} + \delta_{nsoptM}}$$

$$\delta_{optM} + \delta_{nsoptM} = 1 - \eta_{hoptM}$$

F.3 Derivation of the general scale formula

Two points A and B representing hydraulically similar operating conditions according to the assumptions in 2.3.1.2 are shown in figure F.2.

The relative scalable losses for the Reynolds numbers Re_{ref} , Re_A and Re_B (see figure F.2) are related as follows:

$$\frac{\delta_A}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_A} \right)^{0,16}$$

$$\frac{\delta_B}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_B} \right)^{0,16}$$

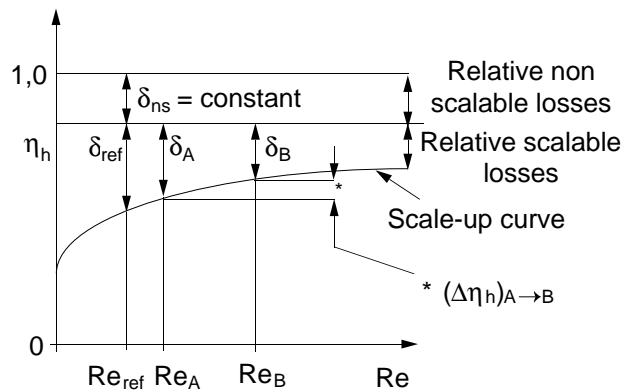


Figure F.2 – Efficiency change in hydraulically similar operating conditions A and B having different Re values

Using $(\Delta\eta_h)_{A \rightarrow B} = \delta_A - \delta_B$

the following general scale formula is obtained:

$$(\Delta\eta_h)_{A \rightarrow B} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_A} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_B} \right)^{0,16} \right]$$

of which the formulae quoted in 3.8.2.2 and 3.8.2.4.1 are particular cases.

Using the assumptions of F.1 and 3.8.2.2.2 for the point of optimum efficiency, the following three equations result:

$$\frac{\delta_{opt M}}{\delta_{ref}} = \left(\frac{Re_{ref}}{Re_{opt M}} \right)^{0,16}$$

$$V_{ref} = \frac{\delta_{ref}}{\delta_{ref} + \delta_{ns opt M}}$$

$$\delta_{opt M} + \delta_{ns opt M} = 1 - \eta_{h opt M}$$

Les trois valeurs inconnues sont:

$\delta_{\text{opt M}}$: pertes relatives transposables au fonctionnement optimal;

$\delta_{\text{ns opt M}}$: pertes relatives fixes au fonctionnement optimal;

δ_{ref} : pertes relatives transposables quand le nombre de Reynolds est Re_{ref}
avec $\delta_{\text{ref}} = (1 - \eta_{\text{href}}) \cdot V_{\text{ref}}$

Le résultat est l'équation donnée en 3.8.2.2:

$$\delta_{\text{ref}} = \frac{1 - \eta_{\text{hoptM}}}{\left[\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{\text{optM}}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{\text{ref}}}{V_{\text{ref}}} \right]}$$

F.4 Détermination de l'augmentation de rendement du modèle au prototype

Dans ce qui suit, on admet que le nombre de Reynolds Re_P de la machine prototype a une valeur constante dans la plage de garantie et que la valeur δ_{ref} a été déterminée selon 3.8.2.2.1.

Quand les rendements modèle ont été rapportés à un nombre de Reynolds constant Re_{M^*} , la formule suivante est appliquée pour calculer l'augmentation résultante de rendement $(\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P}$. Une seule valeur est retenue pour toute la plage de garantie.

$$(\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P} = \delta_{\text{ref}} \left[\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{M^*i}} \right)^{0,16} - \left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_P} \right)^{0,16} \right]$$

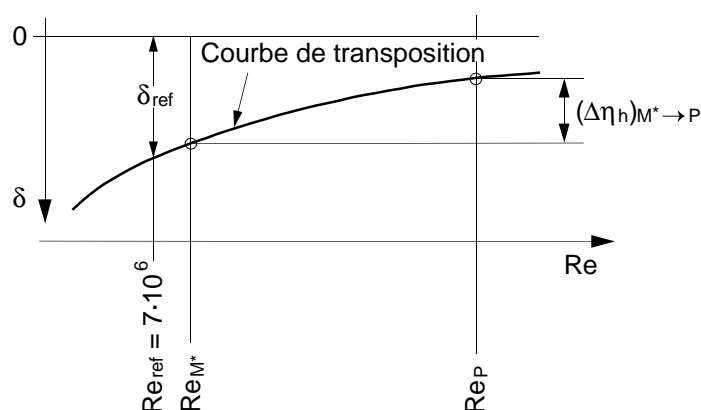


Figure F.3 – Valorisation du rendement de Re_{M^*} constant à Re_P constant

The three unknown values are:

$\delta_{\text{opt M}}$: relative scalable losses at the point of optimum efficiency

$\delta_{\text{ns opt M}}$: relative non-scalable losses at the point of optimum efficiency

δ_{ref} : relative scalable losses at the point Re_{ref} with $\delta_{\text{ref}} = (1 - \eta_{\text{href}}) \cdot V_{\text{ref}}$

The result is the equation given in 3.8.2.2:

$$\delta_{\text{ref}} = \frac{1 - \eta_{\text{h opt M}}}{\left[\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{\text{opt M}}} \right)^{0,16} + \frac{1 - V_{\text{ref}}}{V_{\text{ref}}} \right]}$$

F.4 Determination of efficiency increase from model to prototype

For the following it is assumed that the Reynolds number of the prototype machine Re_P has a constant value within the range of guarantee and that the value δ_{ref} has been determined according to 3.8.2.2.1.

When the model efficiencies have been referred to a constant Reynolds number Re_{M^*} , the following formula is applied to calculate the resulting efficiency increase $(\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P}$. Within the whole range of guarantee only one constant numerical value is considered.

$$(\Delta\eta_h)_{M^* \rightarrow P} = \delta_{\text{ref}} \left[\left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_{M^*}} \right)^{0,16} - \left(\frac{\text{Re}_{\text{ref}}}{\text{Re}_P} \right)^{0,16} \right]$$

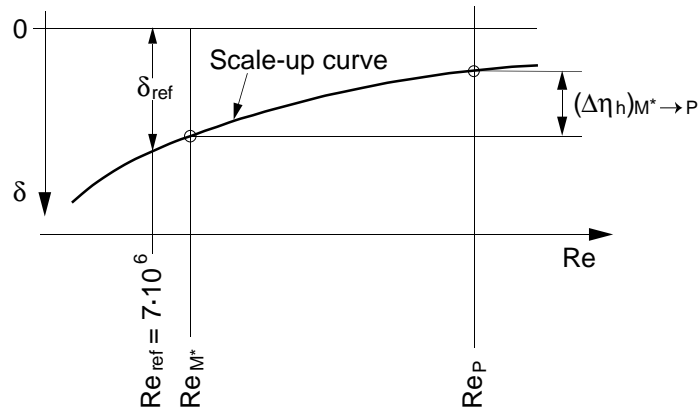


Figure F.3 – Efficiency scale-up from constant Re_{M^*} to constant Re_P

Quand les rendements modèle ont été mesurés à différents nombres de Reynolds, la formule suivante est utilisée pour calculer les valeurs résultantes d'augmentation de rendement $(\Delta\eta_h)_{M_i \rightarrow P}$ pour chaque valeur Re_{M_i} . Plusieurs valeurs sont retenues dans la plage de garantie.

$$(\Delta\eta_h)_{M_i \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M_i}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0,16} \right]$$

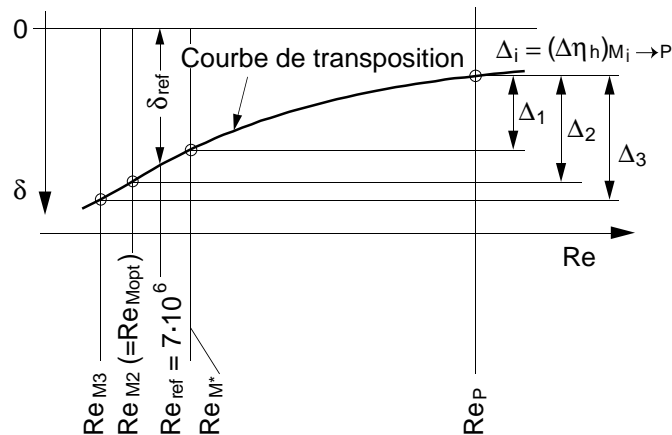


Figure F.4 – Majoration du rendement de Re_M variable à Re_P constant

F.5 Bibliographie

- F.5.1. Osterwalder, J., "Efficiency scale-up for hydraulic turbomachines with due consideration of surface roughness", *Journal of Hydraulic Research* 16 (1978) No. 1, pp. 55 à 76.
- F.5.2. Ida, T., "Recent research of scale effects on performance characteristics of hydraulic turbomachines", Kanagawa University, Yokohama, April 1983.
- F.5.3. Osterwalder, J., Hippe, L., "Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbomachines with different technical roughness of flow passages", *Journal of Hydraulic Research* 22 (1984), No. 2, pp. 77 à 102.
- F.5.4. Ida, T., "Scale effects of water turbine performances considering only surface roughness", *Proceedings from 14th Symposium IAHR 1988*, pp. 813 à 824.
- F.5.5. Henry, P., Leroux, A., Levesque, J.M., Miron, J.G., "Performance of the LG-4 turbines", *Proceedings from 14th Symposium IAHR 1988*, pp. 787 à 799.
- F.5.6. Ida, T., "New formula for efficiency step-up of hydraulic turbine", *Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994*, pp. 827 to 840.
- F.5.7. Nichtawitz, A., "Discussion on step-up procedures in hydraulic machines", *Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994*, pp. 841 to 852.
- F.5.8. Spurk, J.H., Grein, H., "Performance conversion method for hydraulic turbines and pumps", *Water Power & Dam Construction*, (1993-11), pp. 42-49.
- F.5.9. Fay, Á.Á., "On the accuracy of hydro turbine performance prediction based on model tests, Modelling, Testing & Monitoring for Hydro Powerplants", Budapest, Hungary, July 1994, pp. 425-434.

When the model efficiencies have been measured at different Reynolds numbers Re_M , the following formula is used to calculate the resulting values of efficiency increase $(\Delta\eta_h)_{M_i \rightarrow P}$ for each value Re_{M_i} . Within the whole range of guarantee more than one numerical value is considered.

$$(\Delta\eta_h)_{M_i \rightarrow P} = \delta_{ref} \left[\left(\frac{Re_{ref}}{Re_{M_i}} \right)^{0,16} - \left(\frac{Re_{ref}}{Re_P} \right)^{0,16} \right]$$

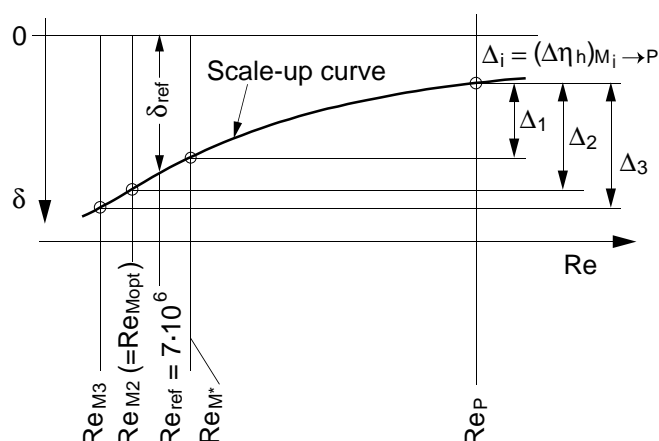


Figure F.4 – Efficiency scale-up from variable Re_M to constant Re_P

F.5 Bibliography

- F.5.1 Osterwalder, J., "Efficiency scale-up for hydraulic turbomachines with due consideration of surface roughness", *Journal of Hydraulic Research* 16 (1978) No. 1, pp. 55 to 76.
- F.5.2 Ida, T., *Recent research of scale effects on performance characteristics of hydraulic turbomachines*, Kanagawa University, Yokohama, April 1983.
- F.5.3 Osterwalder, J., Hippe L., "Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbomachines with different technical roughness of flow passages", *Journal of Hydraulic Research* 22 (1984), No. 2, pp. 77 to 102.
- F.5.4 Ida, T., "Scale effects of water turbine performances considering only surface roughness", *Proceedings from 14th Symposium IAHR 1988*, pp. 813 to 824.
- F.5.5 Henry, P., Leroux, A., Levesque, J.M., Miron, J.G., "Performance of the LG-4 turbines", *Proceedings from 14th Symposium IAHR 1988*, pp. 787 to 799.
- F.5.6 Ida, T., "New formula for efficiency step-up of hydraulic turbine", *Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994*, pp. 827 to 840.
- F.5.7 Nichtawitz, A., "Discussion on step-up procedures in hydraulic machines", *Proceedings from 17th Symposium IAHR 1994*, pp. 841 to 852.
- F.5.8 Spurk, J.H., Grein, H., "Performance conversion method for hydraulic turbines and pumps", *Water Power & Dam Construction*, (1993-11), pp. 42-49.
- F.5.9 Fay, Á.Á., "On the accuracy of hydro turbine performance prediction based on model tests", *Modelling, Testing & Monitoring for Hydro Powerplants*, Budapest, Hungary, July 1994, pp. 425-434.

Annexe G (normative)

Calcul des caractéristiques d'emballlement du prototype en tenant compte des pertes par frottement et par ventilation du groupe

La vitesse maximale et le débit d'emballlement stabilisé du prototype calculés à partir des résultats d'essai sur modèle conformément à 3.8.3.3 doivent être corrigés pour tenir compte des pertes par frottement dans les paliers et les joints d'arbre du groupe et des pertes par ventilation de la machine électrique, qui entraînent une diminution de la vitesse maximale d'emballlement de $\eta_{Rmax,P}$ à $\eta'_{Rmax,P}$.

La procédure est la suivante:

Les points de mesure X_1 , X_2 , X_3 , etc. à ouverture du distributeur ou course de l'injecteur constante, dans la zone voisine de l'emballlement, permettent, pour une turbine à simple réglage, de tracer la courbe $P_{mP}(\eta_P)$ (voir figure G.1). Si l'ouverture choisie correspond à la vitesse maximale d'emballlement (habituellement pour $\alpha = \alpha_{max}$ dans le cas d'une turbine Francis), le point d'intersection Y de la courbe $P_{mP}(\eta_P)$ avec la courbe $(P_{Lm} + P_W)(\eta_P)$, représentant la somme des pertes par frottement dans les paliers et le joint d'arbre du groupe et des pertes par ventilation de la machine électrique¹⁾, donne la vitesse maximale d'emballlement stabilisé $\eta'_{Rmax,P}$ à prévoir pour le groupe.

Pour une turbine à double réglage, il convient d'appliquer la procédure décrite ci-dessus pour chaque inclinaison des pales de la roue; on peut alors déterminer la valeur maximum maximorum de $\eta'_{R,P}$.

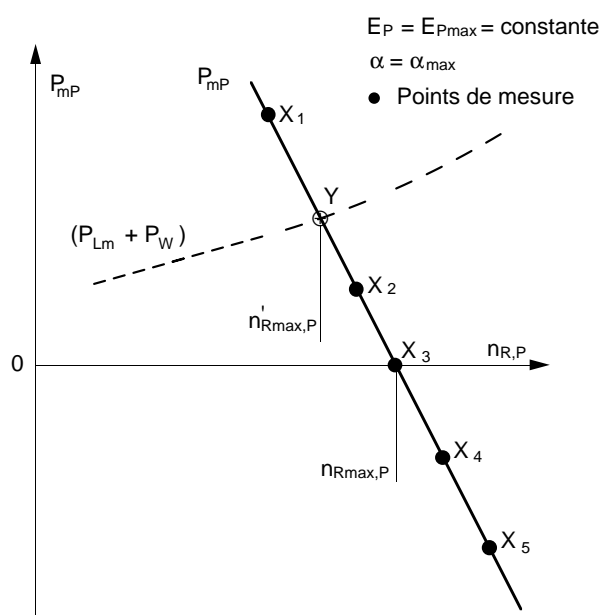


Figure G.1 – Turbine à simple réglage. Détermination de la vitesse maximale d'emballlement compte tenu des pertes par frottement et par ventilation du groupe

¹⁾ Pour la détermination de ces pertes, voir la CEI 60041.

Annex G (normative)

Computation of the prototype runaway characteristics taking into account friction and windage losses of the unit

The prototype maximum runaway speed and discharge computed from the model tests according to 3.8.3.3 shall be corrected for the friction losses of the unit bearings and shaft seal and the windage losses of the electrical machine, which determine a decrease of the maximum runaway speed from $n_{Rmax,P}$ to $n'_{Rmax,P}$.

The procedure is the following:

Using the measured points X_1, X_2, X_3 , etc. at constant guide vane opening or needle stroke in the range near to runaway, plot the curve $P_{mP}(n_P)$ for a single-regulated turbine (see figure G.1). If the chosen opening corresponds to the maximum runaway speed ($\alpha = \alpha_{max}$ usually for a Francis turbine), the intersection point Y of the curve $P_{mP}(n_P)$ with the curve $(P_{Lm} + P_W)(n_P)$, representing the sum of the bearing and shaft seal friction losses of the unit and of the electrical machine windage losses¹⁾, is at the maximum steady-state runaway speed $n'_{Rmax,P}$ to be expected for the unit.

For a double-regulated turbine, the procedure described above should be applied for each runner blade angle; the highest maximum value of $n'_{R,P}$ may then be determined.

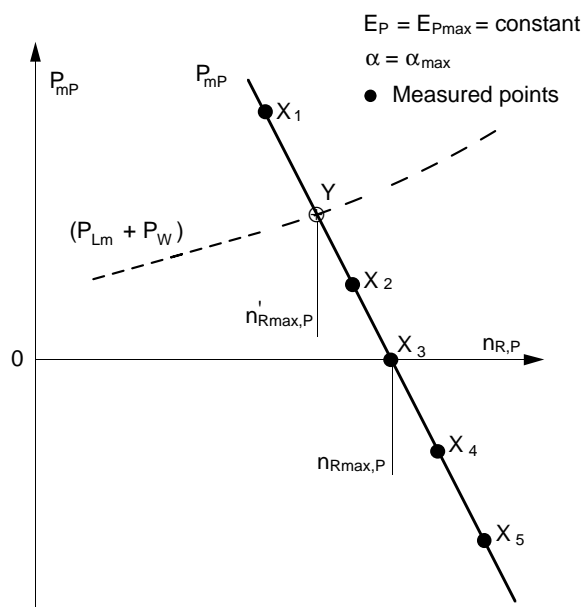


Figure G.1 – Single-regulated turbine. Determination of the maximum runaway speed of the prototype taking into account the friction and windage losses of the unit

¹⁾ For the determination of these losses, see IEC 60041.

Annexe H **(informative)**

Exemple de détermination de la meilleure courbe lissée: méthode des segments séparés

H.1 Introduction

Au cours des essais sur modèle, contrairement aux essais sur prototype, on mesure généralement un grand nombre de points de fonctionnement; quelquefois, on répète un point de mesure très proche d'un précédent. De plus, le domaine d'essai s'étend généralement de part et d'autre du domaine garanti, mais les points de mesure sont plus serrés dans ce dernier.

Dans un tel cas, la méthode classique des moindres carrés, basée sur une seule fonction, peut ne pas convenir pour déterminer la courbe la mieux adaptée passant parmi les points: si on augmente le degré du polynôme, la courbe passe plus près des points mais elle peut s'écarter, parfois notablement, de la forme régulière attendue. Comme la forme mathématique de la loi représentant le phénomène physique est le plus souvent inconnue, une façon plus appropriée de déterminer par le calcul la courbe la mieux adaptée consiste à découper arbitrairement le domaine d'essai en segments. Il est alors possible d'appliquer la méthode des moindres carrés dans chacun de ces segments en utilisant des polynômes de faible degré qui conduisent à des courbes raisonnablement régulières.

Plusieurs méthodes numérisées sont disponibles pour tracer les courbes d'interpolation. Il existe des méthodes basées sur:

- des fonctions splines normales;
- des fonctions B-splines;
- la représentation de surfaces.

A titre d'exemple, une méthode des moindres carrés modifiée est décrite ci-après.

NOTE – Les méthodes de mesure utilisées de nos jours entraînent une incertitude aléatoire relativement faible. La procédure de lissage peut donc normalement se réduire à faire la moyenne des mesures en plusieurs points autour d'un point de fonctionnement donné.

H.2 Principe de la méthode

On détermine comme expliqué ci-après une série d'intervalles le long de l'axe des abscisses. Trois de ces intervalles (1, 2, 3 sur la figure H.1), adjacents, forment le domaine dans lequel on applique la méthode des moindres carrés, mais seul le segment central (2) de la courbe est directement défini de cette façon. La procédure est ensuite répétée en se décalant de deux intervalles, vers la gauche et vers la droite, de façon à obtenir une série de segments séparés (a sur la figure H.2). Les intervalles restants sont ensuite comblés avec des segments de courbe (b sur la figure H.2) passant par les points extrêmes des segments a et gardant la même pente en ces points. Les deux segments extrêmes du domaine d'essai sont déterminés directement par la méthode des moindres carrés (c sur la figure H.2), en utilisant les mêmes coefficients numériques des polynômes que dans le segment adjacent correspondant.

En règle générale, on admet que les polynômes sont du troisième degré dans les segments des deux types, a et b. Selon la disposition des points et la largeur des intervalles, il peut arriver qu'il n'y ait pas assez de points pour définir un groupe de trois intervalles à l'extrémité du domaine d'essai où on devrait appliquer la méthode des moindres carrés, mais seulement deux intervalles. Dans ce cas, le degré du polynôme est réduit à 2.

Annex H (informative)

Example of determination of the best smooth curve: method of separate segments

H.1 Premise

In model testing, unlike prototype testing, a large number of operating points are generally measured and sometimes, a measurement point is repeated very close to a previous one. Furthermore, the test range generally extends above and below the guaranteed range, but the measurement points are concentrated within the range of guarantees.

In such a case, the classical least squares method, based on a single function, may not be appropriate to determine the best fitted curve passing through the points: if the polynomial degree increases, the curve passes closer to the points but can deviate, sometimes notably, from the regular expected shape. As the mathematical form of the law expressing the physical phenomenon is in most cases unknown, a more convenient way to determine by computation the best fitted curve is to arbitrarily split the test range into segments. It is then possible to apply the least squares method to each segment using low degree polynomials which lead to reasonably smooth curves.

Several computerized methods of drawing the interpolation curves are available. There are methods based on:

- normal spline functions;
- B-splines;
- representation of surfaces.

As an example, a modified least squares method is described below.

NOTE – The measurement methods applied today result in relatively small random uncertainty. Therefore, the smoothing process can normally be restricted to averaging measurements at several points around a given operating point.

H.2 Principle of the method

A series of intervals along the abscissa are determined as described below. Three adjacent intervals (1, 2, 3 in figure H.1) form the range in which the least squares method is applied, but only the central segment 2 of the curve is directly defined by this way. The procedure is then repeated by shifting by two steps, left and right, in order to obtain a series of separate segments (a in figure H.2). The remaining intervals are then filled with segments of curve (b in figure H.2) passing through the extreme points of segments a with the same slope at these points. The two extreme segments at the ends of the test range are drawn directly by the least squares method (c in figure H.2), using the same numerical coefficients of the polynomials as in the corresponding adjacent segment.

A degree of 3 is assumed, as a rule, for the polynomials in segments of both types, a and b. Depending on the arrangement of the points and on the width of the intervals, it may happen that there are only sufficient points to define a group of two intervals, not three, at the end of the test range where the least squares methods should be applied. In this case, the polynomial is reduced to degree 2.

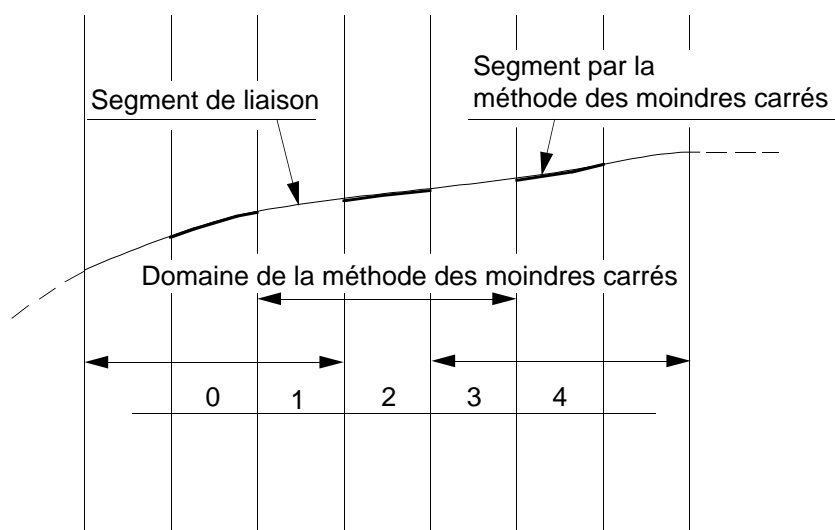


Figure H.1 – Principe de la méthode de segments séparés

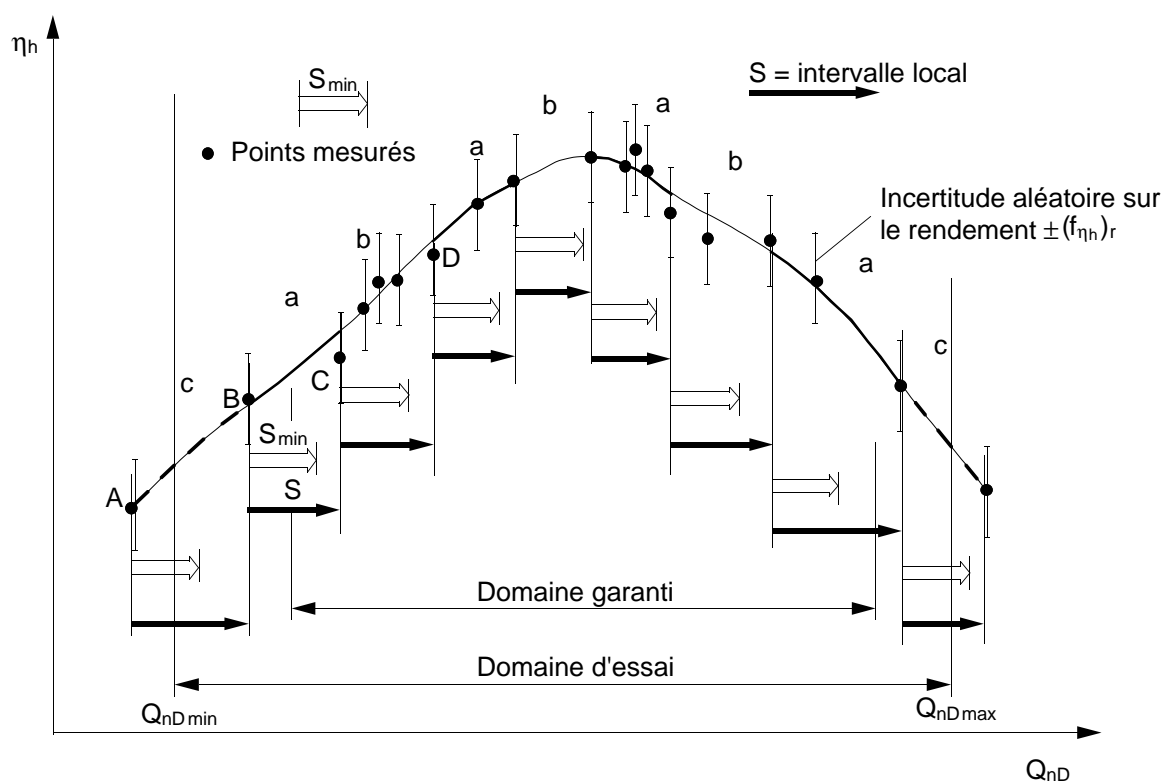


Figure H.2 – Exemple de détermination des intervalles

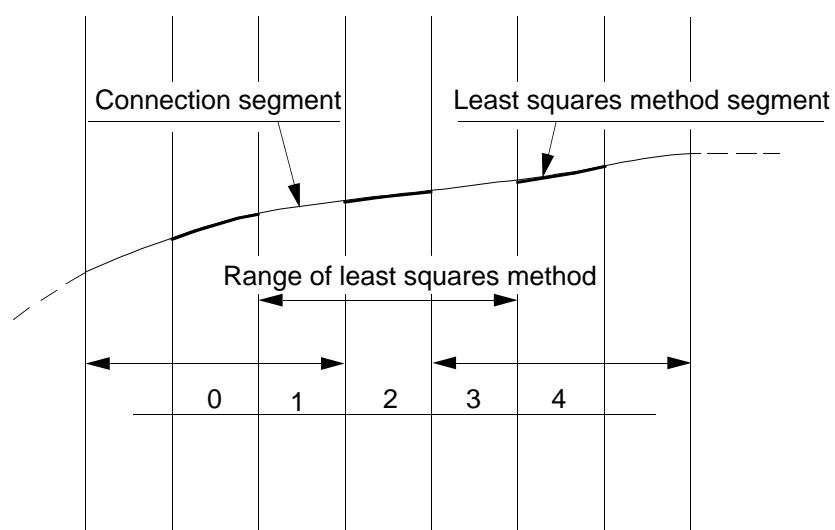


Figure H.1 – Principle of the method of separate segments

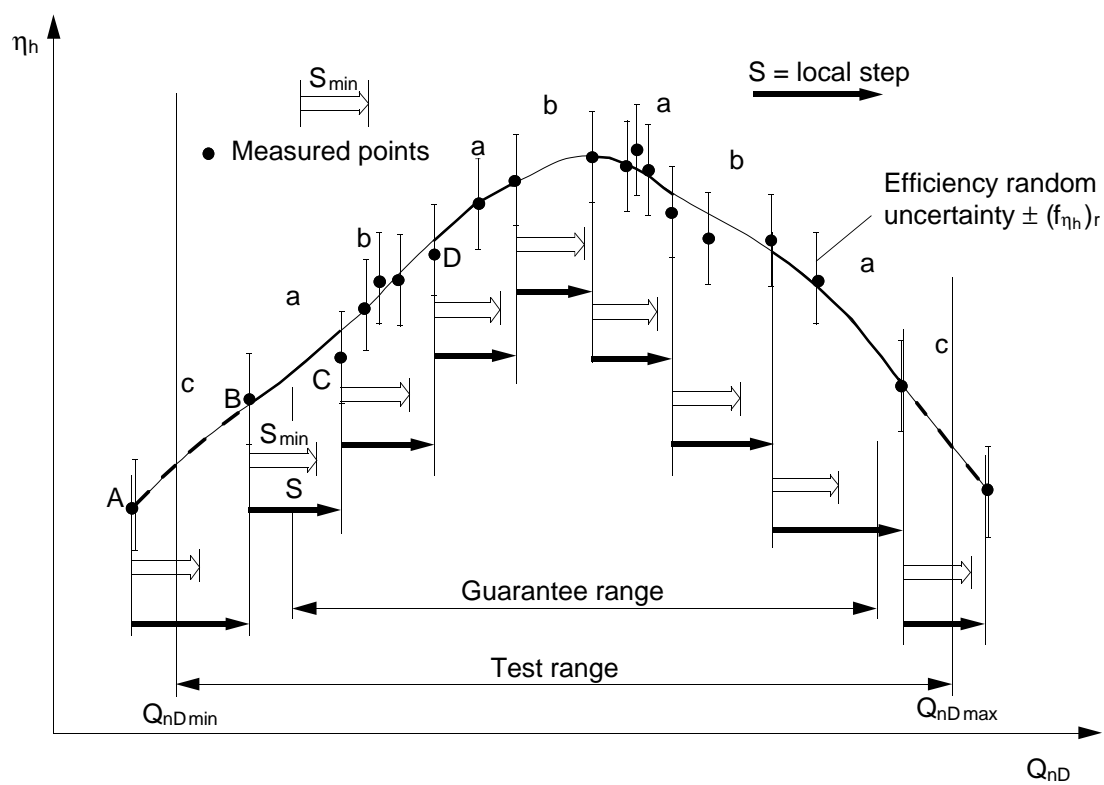


Figure H.2 – Example of determination of intervals

H.3 Choix de la largeur minimale des intervalles

On doit convenir d'une valeur s_{\min} de la largeur minimale des intervalles. La valeur s_{\min} la plus appropriée est suffisamment petite pour obtenir une bonne définition de la courbe d'interpolation. Il faut attirer l'attention sur le fait que le choix de s_{\min} , et donc du nombre d'intervalles, influe sur la forme de la courbe:

- choisir une valeur s_{\min} trop grande peut conduire à une courbe trop lissée qui ne représenterait pas un phénomène physique existant;
- choisir une valeur s_{\min} trop petite peut conduire à une courbe reflétant davantage la dispersion aléatoire des points de mesure que la réalité physique.

Le choix d'une valeur adéquate de s_{\min} doit donc être laissé au jugement du chef d'essai, en tenant compte du fait que la courbe d'interpolation doit autant que possible couper les segments représentant l'incertitude aléatoire en chaque point de mesure (voir figure H.2).

Par exemple, lorsqu'on trace la courbe de rendement $\eta_h(Q_{nD})$ d'une turbine à simple réglage (voir 3.8.2.3.1), on peut normalement choisir s_{\min} égale à environ $(Q_{nD\max} - Q_{nD\min})/10$, où $Q_{nD\min}$ et $Q_{nD\max}$ sont les valeurs extrêmes du domaine d'essai.

H.4 Détermination des intervalles

Pour simplifier l'exposé ci-après, on supposera que l'on applique la procédure à partir de l'extrémité gauche du domaine d'essai, même si dans le cas d'une courbe de rendement il peut être plus approprié de partir du centre.

A partir du premier point de mesure considéré, deux cas peuvent se présenter:

- a) le point suivant se trouve, le long de l'axe des abscisses, à une distance supérieure ou égale à s_{\min} : l'intervalle local s est alors défini par ces deux points (A et B sur la figure H.2),
- b) le point suivant se trouve, le long de l'axe des abscisses, à une distance inférieure à s_{\min} : en cheminant vers la droite, on doit alors chercher le premier point de mesure se trouvant à une distance du point de départ supérieure à s_{\min} ; ce point et le point de départ définissent la largeur s de l'intervalle local (C et D sur la figure H.2).

Cette procédure est poursuivie jusqu'à l'extrémité du domaine d'essai. Pour que la méthode des moindres carrés avec un polynôme du troisième degré soit applicable, il doit y avoir au moins quatre points de mesure dans chaque groupe de trois intervalles adjacents.

H.3 Choice of the minimum width of the intervals

A value s_{\min} of the minimum width of the intervals shall be assumed. The most convenient s_{\min} value is small enough to give a good definition of the interpolation curve. Attention shall be drawn to the fact that the choice of s_{\min} , and thus of the number of intervals, influences the shape of the curve:

- choosing too large a s_{\min} value may result in an oversmoothed curve, which may not represent the actual physical phenomenon;
- choosing too small a s_{\min} value may result in a curve reflecting the random scatter of the measurement points rather than the physical reality.

Therefore, the choice of an appropriate s_{\min} value shall be left to the judgement of the chief of tests, taking into account that the interpolation curve shall, as far as possible, intersect the segments denoting the random uncertainty in each measurement point (see figure H.2).

For example, when drawing the efficiency curve $\eta_h(Q_{nD})$ of a single-regulated turbine (see 3.8.2.3.1), s_{\min} may normally be chosen equal to approximately $(Q_{nD\max} - Q_{nD\min})/10$, where $Q_{nD\min}$ and $Q_{nD\max}$ are the limiting values of the test range.

H.4 Determination of the intervals

To simplify the statement below, it is assumed that the process starts from the left end of the test range, even if in the case of an efficiency curve it may be convenient to start from the centre of the range.

From the first measurement point considered, two cases can occur:

- a) the next point lies at a distance along the abscissa greater than or equal to s_{\min} : the local interval s is then defined by these two points (A and B in figure H.2);
- b) the next point lies at a distance along the abscissa less than s_{\min} : proceeding towards the right side, the first measurement point lying at a distance from the starting point greater than s_{\min} shall then be sought; this point, together with the starting point, defines the width s of the local interval (C and D in figure H.2).

This procedure proceeds to the end of the test range. For the least squares method with a third degree polynomial being applicable, each group of three adjacent intervals shall contain at least four measurement points.

Annexe J (informative)

Exemples d'analyse des sources d'erreur et d'évaluation de l'incertitude

Cette annexe peut être utilisée comme guide pour analyser les sources d'erreur qui peuvent survenir lors des essais sur modèle (voir tableau 8 en 3.9.2.1). Elle contient les trois exemples suivants:

- exemple d'analyse des sources d'erreur et d'évaluation des incertitudes sur la mesure d'une grandeur physique (voir J.1);
- exemple de calcul de l'incertitude systématique sur la détermination de l'énergie hydraulique massique, de la puissance mécanique à la roue et du rendement hydraulique (voir J.2);
- exemple de calcul de l'incertitude systématique sur la détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration (voir J.3).

En raison des nombreuses possibilités pour déterminer les grandeurs requises, il n'est pas possible d'énoncer dans cette norme des indications de valeur générale concernant les erreurs systématiques en cause. Dans le cas de l'énergie hydraulique massique, par exemple, la valeur des incertitudes systématiques dépend de l'instrumentation utilisée et de l'installation; le choix de l'instrumentation dépend lui-même de la valeur de l'énergie hydraulique massique. Pour de faibles valeurs de l'énergie hydraulique massique, on peut généralement s'attendre à de plus grandes valeurs de l'incertitude $(f_E)_S$. Pour la même raison, l'incertitude systématique relative sur la détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration est généralement plus élevée que celle sur l'énergie hydraulique massique.

J.1 Exemple d'analyse des sources d'erreur et d'évaluation des incertitudes sur la mesure d'une grandeur physique¹⁾

L'exemple qui suit illustre comment on peut identifier les diverses sources d'erreur qui surviennent dans la mesure d'une grandeur à l'aide d'un appareil électronique et comment on peut évaluer et combiner les incertitudes correspondantes. Le tableau 8 est utilisé comme guide pour cette analyse. Toutes les valeurs données ci-après sont des incertitudes au niveau de confiance de 95 %.

J.1.1 Erreurs survenant durant l'étalonnage

J.1.1.1 Erreurs composantes

- a) Justesse de la méthode primaire: c'est la composante systématique de l'erreur intrinsèque propre à la méthode primaire utilisée pour l'étalonnage, $\pm f_a$.

Si par exemple la grandeur à mesurer est le débit, si l'étalonnage est fait par pesée et si l'appareil secondaire est un appareil électronique, les principales sources d'erreur systématique de la méthode primaire sont dues au fonctionnement mécanique de la bascule, à son propre étalonnage, au fonctionnement du partiteur, au chronomètre, à la correction de poussée aérostatique et à la détermination de la masse volumique. Si toutes les prescriptions de l'ISO 4185 sont respectées, l'erreur de justesse de la méthode par pesée peut être estimée en combinant les incertitudes systématiques composantes liées aux différentes sources d'erreur.

¹⁾ Tous les termes spécifiques utilisés dans cette annexe sont définis dans le «Vocabulaire international des termes fondamentaux et généraux de métrologie» (VIM).

Annex J (informative)

Examples of analysis of sources of error and uncertainty evaluation

This annex may be used as a guide for analyzing sources of errors which may occur during model tests (see table 8 in 3.9.2.1). It contains the following three examples:

- example of analysis of sources of error and of uncertainty evaluation in the measurement of a physical quantity (see J.1);
- example of calculation of systematic uncertainty in the determination of the specific hydraulic energy, mechanical runner/impeller power and hydraulic efficiency (see J.2);
- example of calculation of systematic uncertainty in the determination of the net positive suction specific energy (see J.3).

Due to the various ways of determining the required quantities, it is not possible to specify in this standard a general statement for the relevant systematic errors. In the case of specific hydraulic energy, for example, the value of the systematic uncertainty depends on the instruments and the installation with the choice of instrumentation depending on the value of the specific hydraulic energy. At lower values of specific hydraulic energy, greater values of uncertainty $(f_E)_s$ are generally to be expected. For the same reason, the relative systematic uncertainty in the determination of the net positive suction specific energy is generally higher than the systematic uncertainty in the determination of the specific hydraulic energy.

J.1 Example of analysis of sources of error and of uncertainty evaluation in the measurement of a physical quantity¹⁾

The following example illustrates how the various sources of error arising in the measurement of a quantity using an electronic device can be identified and how the corresponding uncertainties can be evaluated and combined. Table 8 is used as a guide for this analysis. All values given below are uncertainties at 95 % confidence level.

J.1.1 Errors arising during calibration

J.1.1.1 Component errors

- a) Bias of the primary method: this is the systematic component of the intrinsic error of the primary method used for the calibration: $\pm f_a$.

If, for example, the quantity to be measured is the discharge and if the calibration is made using the weighing method, and if the secondary instrument is an electronic device, the main sources of systematic error of the primary method are due to the mechanical operation of the weighing machine, to its proper calibration, to the operation of the diverter, to the chronometer, to the buoyancy correction and to the determination of the density. If all the requirements of ISO 4185 are complied with, the bias of the weighing method can be estimated by combining the component systematic uncertainties of the different error sources.

¹⁾ All the specific terms used in this annex are defined in "International vocabulary of basic and general terms in metrology" (VIM).

- b) Fidélité de la méthode primaire: c'est la composante aléatoire de l'erreur intrinsèque propre à la méthode primaire utilisée pour l'étalonnage, $\pm f_b$.

Dans l'exemple du point a), les principales sources d'erreur aléatoire de la méthode par pesée utilisée comme méthode primaire sont la dispersion des lectures de la bascule (qui peut être estimée à partir de la dispersion des lectures durant l'étalonnage de la bascule) et la fidélité du mouvement du partiteur.

- c) Justesse de l'appareil secondaire: c'est la composante systématique de l'erreur intrinsèque propre à l'appareil secondaire, $\pm f_c$.

Dans l'exemple du point a), elle est due principalement à une erreur systématique dans la mesure du signal de sortie de l'appareil électronique.

- d) Fidélité de l'appareil secondaire: c'est la composante aléatoire de l'erreur intrinsèque propre à l'appareil secondaire, $\pm f_d$.

Dans l'exemple du point a), elle est due principalement à l'erreur aléatoire dans la mesure du signal de sortie; elle peut être évaluée à partir de la dispersion des points autour de la courbe d'étalonnage.

- e) Erreurs dues aux phénomènes physiques et aux grandeurs d'influence, $\pm f_e$.

On peut trouver dans cette catégorie différentes sources d'erreur parmi lesquelles, en se référant à l'exemple du point a):

- l'influence de la répartition des vitesses sur la réponse de l'appareil secondaire;
- les pulsations de l'écoulement;
- l'effet éventuel des propriétés physiques de l'eau (conductivité, température, etc.) sur la réponse de l'appareil secondaire;
- l'effet des grandeurs d'influence externes (fluctuations de l'alimentation électrique, température ambiante, champ électromagnétique, etc.).

La combinaison de toutes ces erreurs peut conduire à une incertitude sur le débit indiqué qui peut être de nature en partie systématique et en partie aléatoire.

- f) Erreurs sur les propriétés physiques: ce sont les erreurs commises dans la détermination des grandeurs physiques soit par mesure directe, soit à partir de données normalisées internationalement, $\pm f_f$.

Dans l'exemple du point a), la principale source d'erreur de ce type est la détermination de la masse volumique de l'eau lorsque le débit-volume est déduit du débit-masse mesuré par pesée.

J.1.1.2 Incertitude résultante sur l'étalonnage

Toutes les erreurs énumérées ci-dessus étant petites, nombreuses et indépendantes, les incertitudes systématiques et aléatoires correspondantes peuvent être combinées quadratiquement (comme expliqué en 3.9.1.4) pour obtenir l'incertitude relative résultante sur la courbe d'étalonnage:

$$f_{\text{cal}} = \pm \left[(f_a)^2 + (f_b)^2 + (f_c)^2 + (f_d)^2 + (f_e)^2 + (f_f)^2 \right]^{1/2}$$

J.1.2 Erreurs survenant durant les essais

J.1.2.1 Erreurs composantes

- g) Erreur systématique sur l'étalonnage, $\pm f_{\text{cal}}$.

Bien que l'incertitude déterminée en J.1.1.2 soit de nature en partie systématique et en partie aléatoire, elle devient entièrement systématique lorsque l'étalonnage effectué au préalable est utilisé ensuite pour les essais.

- b) Repeatability of the primary method: this is the random component of the intrinsic error of the primary method used for the calibration: $\pm f_b$.

In the example of item a) the main sources of random error of the primary method when using the weighing method are the scatter of the readings of the weighing machine (which may be evaluated from the scatter of the readings during the calibration of the weighing machine) and the repeatability of the motion of the diverter.

- c) Bias of the secondary instrument: this is the systematic component of the intrinsic error of the secondary instrument: $\pm f_c$.

In the example of item a) it is due mainly to a systematic error in the measurement of the output signal from the electronic device.

- d) Repeatability of the secondary instrument: this is the random component of the intrinsic error of the secondary instrument: $\pm f_d$.

In the example of item a) it is due mainly to the random error in the output signal measurement. It may be evaluated from the scatter of the points around the calibration curve.

- e) Errors due to physical phenomena and influence quantities: $\pm f_e$.

In this category there may be various sources of error. With reference to the example of point a) are:

- the influence of the flow pattern on the response of the electronic device;
- the unsteadiness of the flow;
- the possible effect of physical properties of the water (conductivity, temperature, etc) on the response of the electronic device;
- the effect of external influence quantities (fluctuations of power supply, ambient temperature, electromagnetic field, etc).

The combination of all these errors can lead to an uncertainty in the indicated discharge which may be partly systematic and partly random in nature.

- f) Errors in physical properties: these are the errors arising in the determination of physical quantities either by direct measurement or from international standardized data: $\pm f_f$.

In the example of item a), the main source of error of this type is the determination of the water density when the volume flowrate is deduced from the mass flowrate measured by weighing.

J.1.1.2 Resulting uncertainty in the calibration

All the errors listed above being small, numerous and independant of each other, the systematic and random corresponding uncertainties may be combined by the root-sum-square method (as explained in 3.9.1.4) to obtain the resulting relative uncertainty in the calibration curve:

$$f_{\text{cal}} = \pm \left[(f_a)^2 + (f_b)^2 + (f_c)^2 + (f_d)^2 + (f_e)^2 + (f_f)^2 \right]^{1/2}$$

J.1.2 Errors arising during the tests

J.1.2.1 Component errors

- g) Systematic error in the calibration: $\pm f_{\text{cal}}$.

Although the uncertainty determined in J.1.1.2 is partly systematic and partly random in nature, it becomes entirely systematic when the calibration previously determined is used for subsequent tests.

h) Erreur systématique additionnelle: c'est la composante systématique de l'erreur intrinsèque propre à l'appareil secondaire non prise en compte par l'étalonnage: $\pm f_h$

j) Erreurs sur les propriétés physiques: $\pm f_j$

Dans certains cas, par exemple dans le cas envisagé au point J.1.1.1.a), cette catégorie d'erreurs peut être omise.

k) Erreurs dues aux phénomènes physiques et aux grandeurs d'influence, $\pm f_k$.

Les sources d'erreur de cette catégorie sont les mêmes que celles énumérées en J.1.1.1 e), mais leurs valeurs peuvent être différentes et varier avec le point de fonctionnement. Elles peuvent être négligées si les conditions d'étalonnage sont maintenues identiques aux conditions d'essai.

Sinon, on peut admettre qu'elles entraînent une composante systématique $\pm f_{ks}$ et une composante aléatoire $\pm f_{kr}$.

l) Erreur aléatoire: elle comprend l'erreur de fidélité de l'appareil secondaire, $\pm f_l$.

Cette erreur peut être mesurée pendant les essais. Dans l'exemple du point J.1.1.1 a), elle survient une nouvelle fois, de même que pendant l'étalonnage.

J.1.2.2 Incertitude totale

En combinant quadratiquement les incertitudes composantes, on obtient l'incertitude totale relative:

– incertitude systématique:

$$f_s = \pm [(f_{cal})^2 + (f_h)^2 + (f_j)^2 + (f_{ks})^2]^{1/2}$$

– incertitude aléatoire:

$$f_r = \pm [(f_{kr})^2 + (f_l)^2]^{1/2}$$

– incertitude totale:

$$f_t = \pm [(f_s)^2 + (f_r)^2]^{1/2}$$

J.2 Exemple de calcul de l'incertitude systématique sur la détermination de l'énergie hydraulique massique, de la puissance mécanique à la roue et du rendement hydraulique

Supposons que les méthodes de mesure et leurs incertitudes¹⁾ respectives soient les suivantes:

J.2.1 Débit: mesurage par un débitmètre électromagnétique. L'incertitude systématique est évaluée à $\pm 0,20 \%$.

J.2.2 Pression: dans les sections de mesure haute et basse pression, mesurage par un manomètre à poids.

J.2.3 Energie hydraulique massique: dans ce cas, elle est donnée (voir figure 40) par:

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

¹⁾ Les incertitudes systématiques dépendent de nombreux facteurs; il ne faut donc considérer les valeurs citées ci-après que comme de purs exemples.

h) Additional systematic error: this is the systematic component of the intrinsic error of the secondary instrument, not covered by the calibration: $\pm f_h$.

j) Errors in physical properties: $\pm f_j$.

In certain cases, for example in the case of item J.1.1.1 a), this category of errors may be omitted.

k) Errors due to physical phenomena and influence quantities: $\pm f_k$.

The sources of error in this category are the same as those listed in J.1.1.1 e), but their values can be different and vary with the operating point. They may be neglected if the conditions occurring during the calibration are kept the same during the tests.

If not, it is assumed that they result in a systematic component $\pm f_{ks}$ and a random component $\pm f_{kr}$.

l) Random error: this includes the repeatability of the secondary instrument $\pm f_l$.

This error can be measured during the tests. In the example of J.1.1.1 a), it occurs once again in a similar manner as it did during calibration.

J.1.2.2 Total uncertainty

Combining the component uncertainties by the root-sum-square method, the relative total uncertainty is obtained:

– systematic uncertainty:

$$f_s = \pm [(f_{cal})^2 + (f_h)^2 + (f_j)^2 + (f_{ks})^2]^{1/2}$$

– random uncertainty:

$$f_r = \pm [(f_{kr})^2 + (f_l)^2]^{1/2}$$

– total uncertainty:

$$f_t = \pm [(f_s)^2 + (f_r)^2]^{1/2}$$

J.2 Example of calculation of systematic uncertainty in the determination of the specific hydraulic energy, mechanical runner/impeller power and hydraulic efficiency

Assumed that the methods of measurement and their respective uncertainties¹⁾ are as follows:

J.2.1 Discharge: measurement by electromagnetic flowmeter. The systematic uncertainty is estimated equal to $\pm 0,20$ %.

J.2.2 Pressure: at the high and low pressure measuring sections, measurement by dead-weight manometer.

J.2.3 Specific hydraulic energy: in this case it is given by (see figure 40):

$$E = \frac{P_{abs1} - P_{abs2}}{\bar{\rho}} + g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}$$

¹⁾ The systematic uncertainties depend on many factors, therefore the values assumed here are to be considered only as examples.

Si, d'une façon générale, e_x est l'incertitude systématique absolue sur la grandeur x (et si donc l'incertitude systématique relative est $f_x = \frac{e_x}{x}$) l'incertitude systématique relative sur l'énergie hydraulique massique est donnée par ¹⁾

$$(f_E)_s = \pm \frac{(e_E)_s}{E} = \pm \left\{ \frac{\left[(e_{pabs1}/\bar{\rho})^2 + (e_{pabs2}/\bar{\rho})^2 + (ge_{z1})^2 + (ge_{z2})^2 + \left(\frac{e_{v1}^2}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_{v2}^2}{2}\right)^2 \right]^{1/2}}{\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}} + f_{\Delta E} \right\}$$

Supposons les valeurs suivantes:

p_{abs1}	$= 10,5 \times 10^5$	Pa	f_{pabs1}	$= \pm 0,1$	%
p_{abs2}	$= 0,5 \times 10^5$	Pa	f_{pabs2}	$= \pm 0,2$	%
z_1	$= 4$	m	e_{z1}	$= \pm 0,01$	m
z_2	$= 2$	m	e_{z2}	$= \pm 0,01$	m
v_1	$= 6$	$m \cdot s^{-1}$	f_{v1}	$= \pm 0,2$	%
v_2	$= 1,5$	$m \cdot s^{-1}$	f_{v2}	$= \pm 0,4$	%
$\bar{\rho}$	$= 1\,000$	$kg \cdot m^{-3}$			
g	$= 9,81$	$m \cdot s^{-2}$			

et supposons que les incertitudes sur $\bar{\rho}$ et g peuvent être négligées et que $f_{\Delta E}$ (voir 3.5.3) est nulle, on obtient alors:

$$e_{pabs1}/\bar{\rho} = (p_{abs1}/\bar{\rho})f_{pabs1} = \pm 10,5 \times (10^5/10^3) \times (0,1/100) = \pm 1,05 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$e_{pabs2}/\bar{\rho} = (p_{abs2}/\bar{\rho})f_{pabs2} = \pm 0,5 \times (10^5/10^3) \times (0,2/100) = \pm 0,1 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$ge_{z1} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$ge_{z2} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$\frac{e_{v1}^2}{2} = v_1^2 f_{v1} = \pm 36 \times 0,2/100 = \pm 0,072 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$\frac{e_{v2}^2}{2} = v_2^2 f_{v2} = \pm 2,25 \times 0,4/100 = \pm 0,009 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$\text{et} \quad (f_E)_s = \pm \frac{\left[(1,05)^2 + (0,1)^2 + (0,1)^2 + (0,1)^2 + (0,072)^2 + (0,009)^2 \right]^{1/2}}{(1050 - 50) + 9,81 \times (4 - 2) + \frac{(36 - 2,25)}{2}} = \pm \frac{1,07}{1037} = \pm 0,1\%$$

Dans un tel cas, l'incertitude systématique relative sur l'énergie hydraulique massique est pratiquement égale à celle sur les mesures de pression.

¹⁾ En réalité, cette formule ne constitue qu'une approximation, car v_1^2 et v_2^2 ne sont pas des grandeurs indépendantes.

If, in a general way, e_x is the absolute systematic uncertainty in the quantity x (thus, the relative systematic uncertainty is $f_x = \frac{e_x}{x}$) then the relative systematic uncertainty in the specific hydraulic energy is given by¹⁾ :

$$(f_E)_s = \pm \frac{(e_E)_s}{E} = \pm \left\{ \frac{\left[(e_{p_{abs1}}/\bar{\rho})^2 + (e_{p_{abs2}}/\bar{\rho})^2 + (ge_{z1})^2 + (ge_{z2})^2 + \left(\frac{e_{v1}^2}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_{v2}^2}{2}\right)^2 \right]^{1/2}}{\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + g \cdot (z_1 - z_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2}} + f_{\Delta E} \right\}$$

Assuming that:

$p_{abs1} = 10,5 \times 10^5$	Pa	$f_{p_{abs1}} = \pm 0,1$	%
$p_{abs2} = 0,5 \times 10^5$	Pa	$f_{p_{abs2}} = \pm 0,2$	%
$z_1 = 4$	m	$e_{z1} = \pm 0,01$	m
$z_2 = 2$	m	$e_{z2} = \pm 0,01$	m
$v_1 = 6$	$m \cdot s^{-1}$	$f_{v1} = \pm 0,2$	%
$v_2 = 1,5$	$m \cdot s^{-1}$	$f_{v2} = \pm 0,4$	%
$\bar{\rho} = 1000$	$kg \cdot m^{-3}$		
$g = 9,81$	$m \cdot s^{-2}$		

and supposing that the uncertainties in $\bar{\rho}$ and g may be neglected and $f_{\Delta E}$ is zero (see 3.5.3), then:

$$e_{p_{abs1}}/\bar{\rho} = (p_{abs1}/\bar{\rho})f_{p_{abs1}} = \pm 10,5 \times (10^5/10^3) \times (0,1/100) = \pm 1,05 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$e_{p_{abs2}}/\bar{\rho} = (p_{abs2}/\bar{\rho})f_{p_{abs2}} = \pm 0,5 \times (10^5/10^3) \times (0,2/100) = \pm 0,1 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$ge_{z1} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$ge_{z2} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$\frac{e_{v1}^2}{2} = v_1^2 f_{v1} = \pm 36 \times 0,2/100 = \pm 0,072 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$\frac{e_{v2}^2}{2} = v_2^2 f_{v2} = \pm 2,25 \times 0,4/100 = \pm 0,009 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$\text{and } (f_E)_s = \pm \frac{\left[(1,05)^2 + (0,1)^2 + (0,1)^2 + (0,1)^2 + (0,072)^2 + (0,009)^2 \right]^{1/2}}{(1050 - 50) + 9,81 \times (4 - 2) + \frac{(36 - 2,25)}{2}} = \pm \frac{1,07}{1037} = \pm 0,1\%$$

In such a case, the relative systematic uncertainty in the specific hydraulic energy is practically equal to that of pressure measurements.

¹⁾ In fact, this formula is only an approximation, v_1^2 and v_2^2 are not independent quantities.

J.2.4 Puissance: mesurage du couple par la méthode primaire avec une incertitude systématique de $\pm 0,14$ % et mesurage de la vitesse de rotation par un compteur électronique avec une incertitude systématique de $\pm 0,075$ %.

L'incertitude systématique sur la puissance peut être estimée à:

$$(f_P)_s = \pm \left[(0,14)^2 + (0,075)^2 \right]^{1/2} \% = \pm 0,16 \%$$

J.2.5 Rendement hydraulique: en combinant les incertitudes systématiques sur les grandeurs mesurées, on obtient l'incertitude systématique sur le rendement hydraulique:

$$(f_{\eta_h})_s = \pm \frac{(e_{\eta_h})_s}{\eta_h} = \pm \left[(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_P)_s^2 \right]^{1/2} = \pm \left[(0,2)^2 + (0,1)^2 + (0,16)^2 \right]^{1/2} \% = \pm 0,27 \%$$

J.3 Exemple de calcul de l'incertitude systématique sur la détermination de l'énergie massique nette à l'aspiration

Supposons que les méthodes de mesure et leurs incertitudes¹⁾ respectives soient les suivantes:

J.3.1 Débit: mesurage par un débitmètre électromagnétique. L'incertitude systématique est évaluée à $\pm 0,20$ %.

J.3.2 Pression: dans la section de mesure basse pression, mesurage par un manomètre à poids.

J.3.3 Energie massique nette à l'aspiration: dans ce cas, elle est donnée (voir figure 45) par:

$$NPSE = \frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g \cdot (z_r - z_2)$$

Si, d'une façon générale, e_x est l'incertitude systématique absolue sur la grandeur x (et si donc l'incertitude systématique relative est $f_x = e_x/x$), l'incertitude systématique relative sur l'énergie hydraulique massique est donnée par:

$$(f_{NPSE})_s = \pm \frac{(e_{NPSE})_s}{NPSE} = \pm \frac{\left[\left(\frac{e_{pabs2}}{\rho_2} \right)^2 + \left(\frac{e_{pva}}{\rho_2} \right)^2 + \left(\frac{e_{v2}^2}{2} \right)^2 + (ge_{zr})^2 + (ge_{z2})^2 \right]^{1/2}}{\frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g \cdot (z_r - z_2)}$$

¹⁾ Les incertitudes systématiques dépendent de nombreux facteurs; il ne faut donc considérer les valeurs citées ci-après que comme de purs exemples.

J.2.4 Power: torque measured by the primary method with a systematic uncertainty of $\pm 0,14$ %, the rotational speed by an electronic counter with a systematic uncertainty of $\pm 0,075$ %.

The power systematic uncertainty is estimated as:

$$(f_P)_s = \pm \left[(0,14)^2 + (0,075)^2 \right]^{1/2} \% = \pm 0,16 \%$$

J.2.5 Hydraulic efficiency: by combining the systematic uncertainties of the measured quantities, the systematic uncertainty in the hydraulic efficiency is:

$$(f_{\eta_h})_s = \pm \frac{(e_{\eta_h})_s}{\eta_h} = \pm \left[(f_Q)_s^2 + (f_E)_s^2 + (f_P)_s^2 \right]^{1/2} = \pm \left[(0,2)^2 + (0,1)^2 + (0,16)^2 \right]^{1/2} \% = \pm 0,27 \%$$

J.3 Example of calculation of systematic uncertainty in the determination of the net positive suction specific energy

Assume that the methods of measurement and their respective uncertainties¹⁾ are as follows:

J.3.1 Discharge: measurement by electromagnetic flowmeter. The systematic uncertainty is estimated equal to $\pm 0,20$ %.

J.3.2 Pressure: at the low pressure measuring section measured by a dead-weight manometer.

J.3.3 Net positive suction specific energy: in this case it is given by (see figure 45):

$$NPSE = \frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g \cdot (z_r - z_2)$$

If, in a general way, e_x is the absolute systematic uncertainty in the quantity x (thus, the relative systematic uncertainty is $f_x = e_x/x$) then the relative systematic uncertainty in the net positive suction specific energy is given by:

$$(f_{NPSE})_s = \pm \frac{(e_{NPSE})_s}{NPSE} = \pm \frac{\left[\left(\frac{e_{pabs2}}{\rho_2} \right)^2 + \left(\frac{e_{pva}}{\rho_2} \right)^2 + \left(\frac{e_{v2}^2}{2} \right)^2 + (ge_{zr})^2 + (ge_{z2})^2 \right]^{1/2}}{\frac{(p_{abs2} - p_{va})}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} - g \cdot (z_r - z_2)}$$

¹⁾ The systematic uncertainties depend on many factors, therefore the values assumed here are to be considered only as examples.

Supposons que:

$$\begin{aligned}
 p_{\text{abs}2} &= 0,2 \times 10^5 \text{ Pa} & f_{p_{\text{abs}2}} &= \pm 0,3 \% \\
 z_r &= 2 \text{ m} & e_{z_r} &= \pm 0,01 \text{ m} \\
 z_2 &= 1 \text{ m} & e_{z_2} &= \pm 0,01 \text{ m} \\
 v_2 &= 1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1} & f_{v_2} &= \pm 0,4 \% \\
 \rho_2 &= 1\,000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3} \\
 p_{\text{va}} &= 0,03 \times 10^5 \text{ Pa} \\
 g &= 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}
 \end{aligned}$$

et supposons que les incertitudes sur ρ_2 , p_{va} et g peuvent être négligées, on obtient alors:

$$\frac{e_{p_{\text{abs}2}}}{\rho_2} = \frac{p_{\text{abs}2}}{\rho_2} \times f_{p_{\text{abs}2}} = \pm 0,2 \times (10^5 / 10^3) (0,3 / 100) = \pm 0,06 \quad \text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$ge_{z_r} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \quad \text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$ge_{z_2} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \quad \text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$\frac{e_{v_2}^2}{2} = \pm v_2^2 \cdot f_{v_2} = \pm 2,25 \times 0,4 / 100 = \pm 0,009 \quad \text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$\left(f_{\text{NPSE}} \right)_s = \pm \frac{\left[(0,06)^2 + (0,1)^2 + (0,1)^2 + (0,009)^2 \right]^{1/2}}{(20-3) + \frac{2,25}{2} - 9,81 \times (2-1)} = \pm \frac{0,1539}{8,315} = \pm 1,85 \%$$

Assuming that:

$p_{abs2} = 0,2 \times 10^5$	Pa	$f_{pabs2} = \pm 0,3 \%$
$z_r = 2$	m	$e_{zr} = \pm 0,01$ m
$z_2 = 1$	m	$e_{z2} = \pm 0,01$ m
$v_2 = 1,5$	$m \cdot s^{-1}$	$f_{v2} = \pm 0,4 \%$
$\rho_2 = 1\,000$	$kg \cdot m^{-3}$	
$p_{va} = 0,03 \times 10^5$	Pa	
$g = 9,81$	$m \cdot s^{-2}$	

and the uncertainties in ρ_2 , p_{va} and g may be neglected, then:

$$\frac{e_{pabs2}}{\rho_2} = \frac{p_{abs2}}{\rho_2} \times f_{pabs2} = \pm 0,2 \times (10^5 / 10^3) (0,3 / 100) = \pm 0,06 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$ge_{zr} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$ge_{z2} = \pm 9,81 \times 0,01 = \pm 0,1 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$\frac{e_{v2}^2}{2} = \pm v_2^2 \cdot f_{v2} = \pm 2,25 \times 0,4 / 100 = \pm 0,009 \quad J \cdot kg^{-1}$$

$$\left(f_{NPSE} \right)_s = \pm \frac{\left[(0,06)^2 + (0,1)^2 + (0,1)^2 + (0,009)^2 \right]^{1/2}}{(20-3) + \frac{2,25}{2} - 9,81 \times (2-1)} = \pm \frac{0,1539}{8,315} = \pm 1,85 \%$$

Annexe K (normative)

Effet d'échelle sur le rendement des turbines Pelton

La présente annexe, basée à la fois sur des considérations théoriques et sur des données expérimentales, résume la meilleure approximation présentement disponible. Des travaux de recherche actuellement en cours pourraient conduire à une connaissance plus précise de l'effet d'échelle sur le rendement des turbines Pelton. Dans l'attente de ces nouveaux résultats, il paraît de bonne pratique d'appliquer la formule d'effet d'échelle donnée en K.2 pour la transposition d'un modèle au prototype.

K.1 Conditions de similitude

Comme on peut le montrer par l'analyse dimensionnelle (voir l'appendice A de la référence K.4.1), les pertes dans les turbines Pelton sont régies par cinq paramètres adimensionnels:

- le nombre de Reynolds Re (voir 1.3.3.11.1)
- le nombre de Froude Fr (voir 1.3.3.11.2)
- le nombre de Weber We (voir 1.3.3.11.3)
- le facteur de vitesse n_{ED} (voir 1.3.3.12.1) ou le coefficient d'énergie E_{nD} (voir 1.3.3.12.5)
- le débit spécifique Φ_B défini comme suit:

$$\Phi_B = \frac{4Q}{z_o \cdot \pi \cdot (2E)^{1/2} \cdot B^2}$$

où

Q [$m^3 \cdot s^{-1}$] est le débit (voir 1.3.3.4.1);

z_o [-] est le nombre d'injecteurs;

E [$J \cdot kg^{-1}$] est l'énergie hydraulique massique de la machine (voir 1.3.3.6.1);

B [m] est la largeur d'auget (voir 1.3.3.2.8).

En se référant à 2.3.1.1, on définit les nombres adimensionnels ci-dessus à l'aide des grandeurs caractéristiques suivantes:

- $(2E)^{1/2}$ comme vitesse caractéristique v_c ;
- la largeur d'auget B comme longueur caractéristique L_c .

Pour deux turbines Pelton géométriquement semblables (par exemple une machine prototype et la machine modèle correspondante), on peut former les rapports ci-après des paramètres de similitude:

$$C_{Fr} = \frac{Fr_P}{Fr_M} = \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{B_M}{B_P} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{g_M}{g_P} \right)^{1/2}$$

$$C_{We} = \frac{We_P}{We_M} = \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{B_P}{B_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\rho_P}{\rho_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\sigma_M^*}{\sigma_P^*} \right)^{1/2}$$

$$C_{Re} = \frac{Re_P}{Re_M} = \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \frac{B_P}{B_M} \cdot \frac{v_M}{v_P}$$

Annex K (normative)

Efficiency scale-up for Pelton turbines

This annex, based on theoretical considerations and experimental data, summarizes the best approximation available at the present time. Research work currently in progress may lead to a more precise knowledge of the efficiency scale-up for Pelton turbines. Until these new results are available, it is good practice to apply the scale-up formula given in K.2 for transposition from a model to the prototype.

K.1 Similarity considerations

As can be shown by dimensional analysis (see appendix A to reference K.4.1), the losses in Pelton machines are controlled by five dimensionless parameters:

- the Reynolds number Re (see 1.3.3.11.1);
- the Froude number Fr (see 1.3.3.11.2);
- the Weber number We (see 1.3.3.11.3);
- the speed factor n_{ED} (see 1.3.3.12.1) or energy coefficient E_{nD} (see 1.3.3.12.5);
- the specific flow rate Φ_B defined as follows:

$$\Phi_B = \frac{4Q}{z_0 \cdot \pi \cdot (2E)^{1/2} \cdot B^2}$$

where

- Q [m³ · s⁻¹] is the discharge (see 1.3.3.4.1);
- z_0 [-] is the number of nozzles;
- E [J · kg⁻¹] is the specific hydraulic energy of machine (see 1.3.3.6.1);
- B [m] is the bucket width (see 1.3.3.2.8).

Referring to 2.3.1.1, the following characteristic values are used to define the above dimensionless numbers:

- $(2E)^{1/2}$ as characteristic velocity v_C ;
- bucket width B as characteristic length L_C .

For two geometrically similar Pelton turbines (e.g. a prototype machine and a corresponding model machine), the following ratios of similitude numbers can be made:

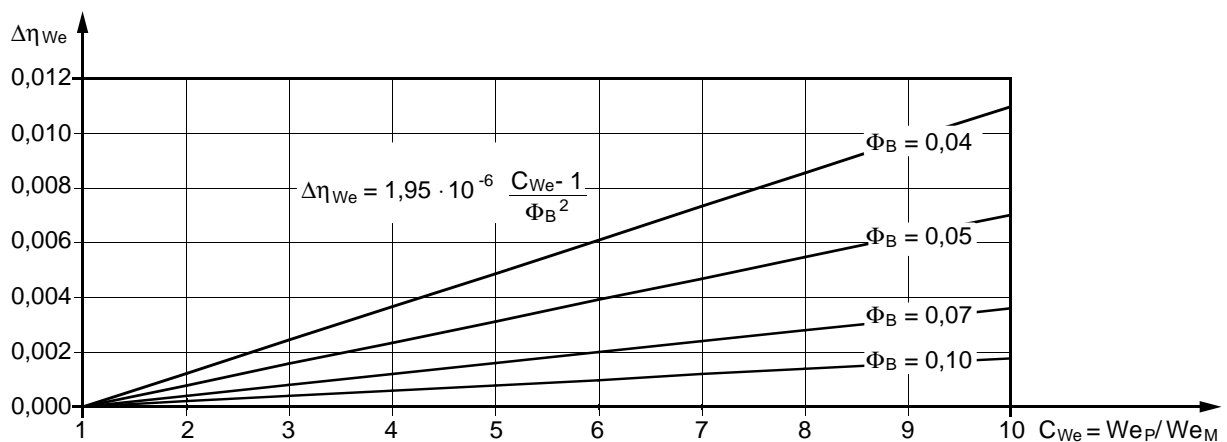
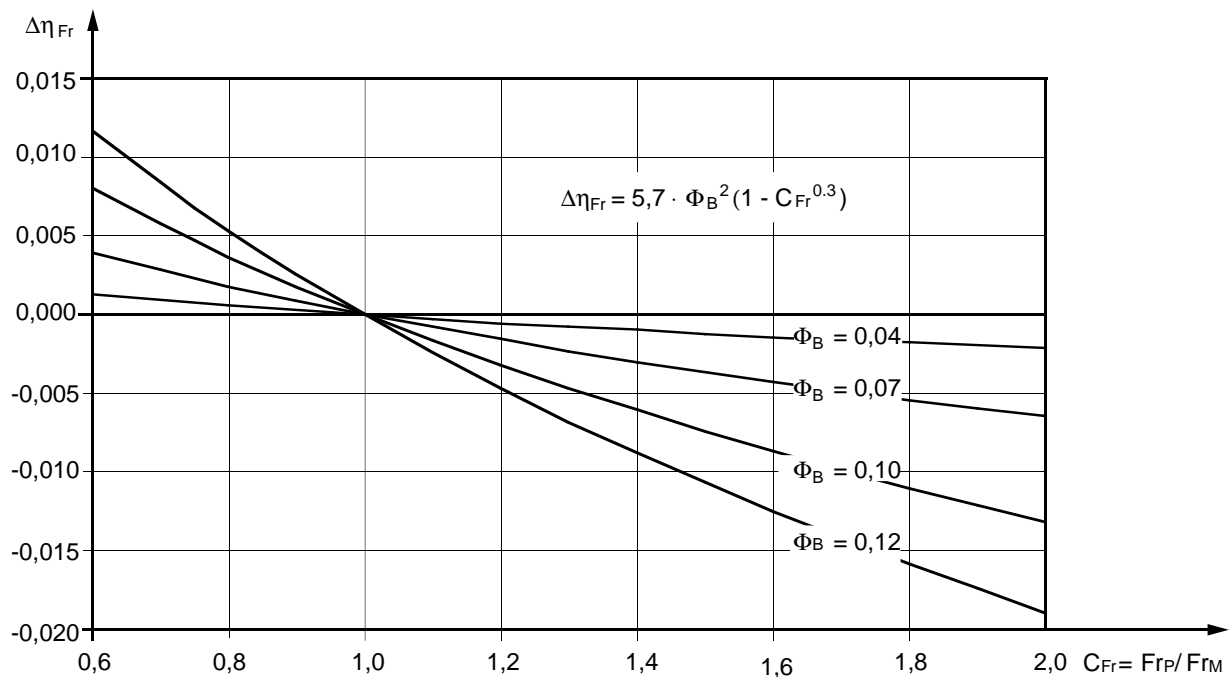
$$C_{Fr} = \frac{Fr_P}{Fr_M} = \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{B_M}{B_P} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{g_M}{g_P} \right)^{1/2}$$

$$C_{We} = \frac{We_P}{We_M} = \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{B_P}{B_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\rho_P}{\rho_M} \right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\sigma_M^*}{\sigma_P^*} \right)^{1/2}$$

$$C_{Re} = \frac{Re_P}{Re_M} = \left(\frac{E_P}{E_M} \right)^{1/2} \cdot \frac{B_P}{B_M} \cdot \frac{v_M}{v_P}$$

On utilise des fonctions de ces rapports pour décrire l'effet d'échelle sur le rendement entre deux turbines Pelton géométriquement semblables fonctionnant avec le même facteur de vitesse n_{ED} ou le même coefficient d'énergie E_{nD} , le débit spécifique Φ_B étant le plus important paramètre pour C_{Re} , C_{Fr} et C_{We} . Ces fonctions résultent de l'analyse de nombreux résultats d'essais de rendement effectués sur le même modèle dans des conditions d'essai différentes et de la comparaison des rendements mesurés sur des turbines prototypes et modèles totalement ou partiellement homologues.

Les différences de rendement hydraulique $\Delta\eta_h$ qui résultent de ces travaux sont présentées dans les figures K.1 pour l'influence du nombre de Froude, K.2 pour celle du nombre de Weber et K.3 pour celle du nombre de Reynolds.



These ratios are used to define functions which describe the efficiency scaling effects between two geometrically similar Pelton turbines when operating at the same speed factor n_{ED} or energy coefficient E_{nD} , with the specific flow rate Φ_B being the most important parameter for C_{Re} , C_{Fr} and C_{We} . The functions result from the analysis of numerous results of efficiency tests performed with the same model at different test conditions and from comparison of measured efficiencies of prototype and model turbines being fully or partly homologous.

The resulting differences in hydraulic efficiency $\Delta\eta_h$ are presented in figure K.1 for the influence of Froude number, in figure K.2 for the influence of Weber number and in figure K.3 for the influence of Reynolds number.

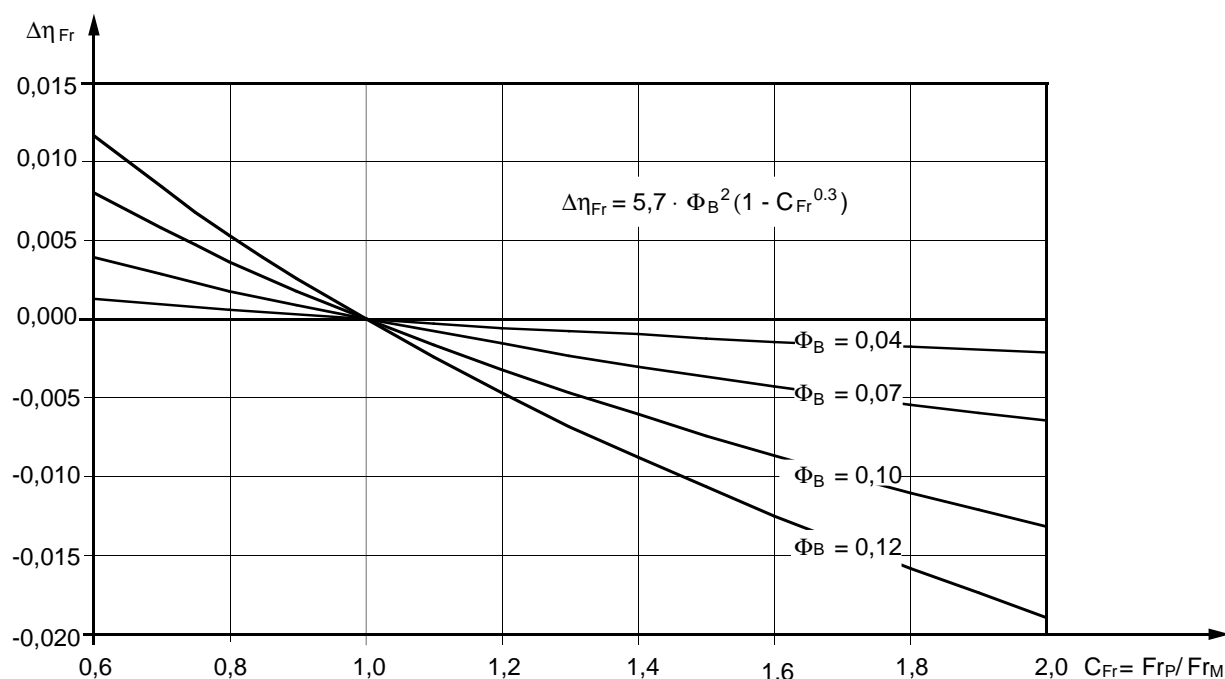


Figure K.1 – Influence of Froude number

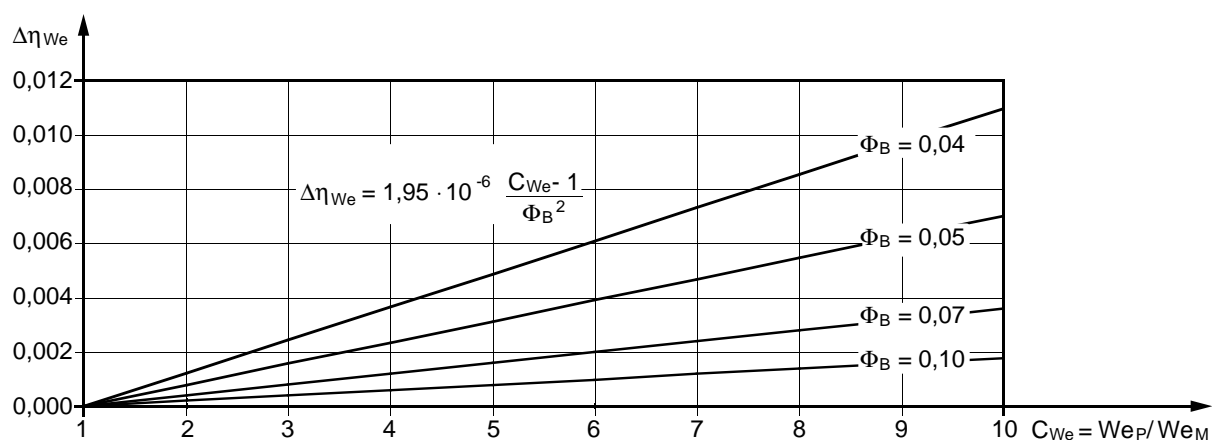


Figure K.2 – Influence of Weber number

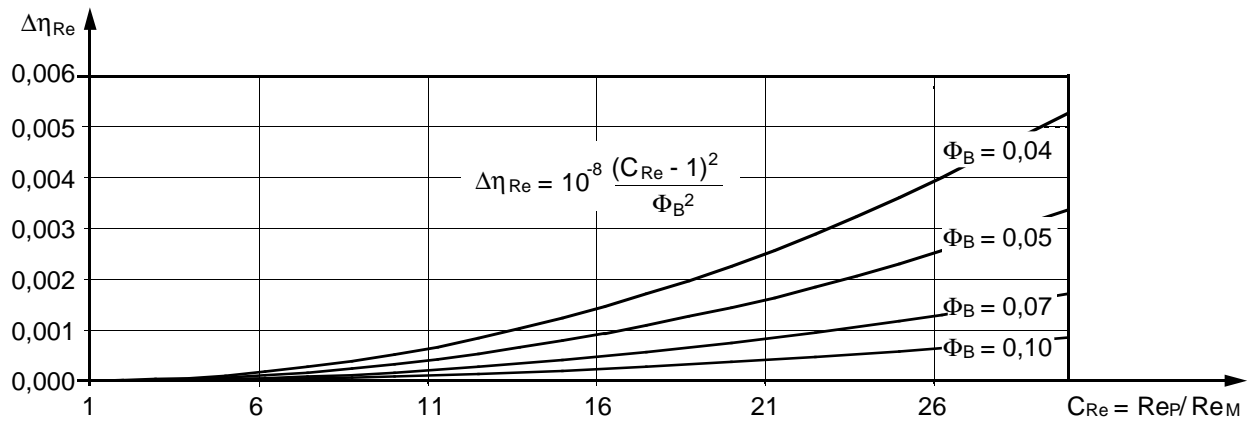


Figure K.3 – Influence du nombre de Reynolds

K.2 Formule de transposition

Si les garanties se réfèrent au prototype, les rendements hydrauliques η_{hM} mesurés sur le modèle sont transposés au prototype par la formule suivante:

$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = \Delta\eta_{Fr} + \Delta\eta_{We} + \Delta\eta_{Re}$$

$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = 5,7 \cdot \Phi_B^2 (1 - C_{Fr}^{0,3}) + 1,95 \cdot 10^{-6} \frac{C_{We} - 1}{\Phi_B^2} + 10^{-8} \frac{(C_{Re} - 1)^2}{\Phi_B^2}$$

K.3 Valeurs numériques de la tension superficielle σ^*

Température θ °C	Tension superficielle σ^* J·m ⁻²
5	0,0749
10	0,0742
15	0,0735
20	0,0728
25	0,0720
30	0,0712
35	0,0696

K.4 Bibliographie

- K.4.1 Grein, H., Meier, J., Klicov, D., "Efficiency scale effects in Pelton turbines", *Proceedings*, Vol. II, IAHR Symposium, Montreal, Canada, 1986, paper No. 76.
- K.4.2 Grein, H., Klicov, D., Wieser, W., "Efficiency scale effects in Pelton turbines", *Water Power & Dam Construction*, May 1988, p. 32.
- K.4.3 *Handbook of chemistry and physics*, editor Robert C. West, 58th edition 1977-78, CRC Press Inc., Cleveland, Ohio.

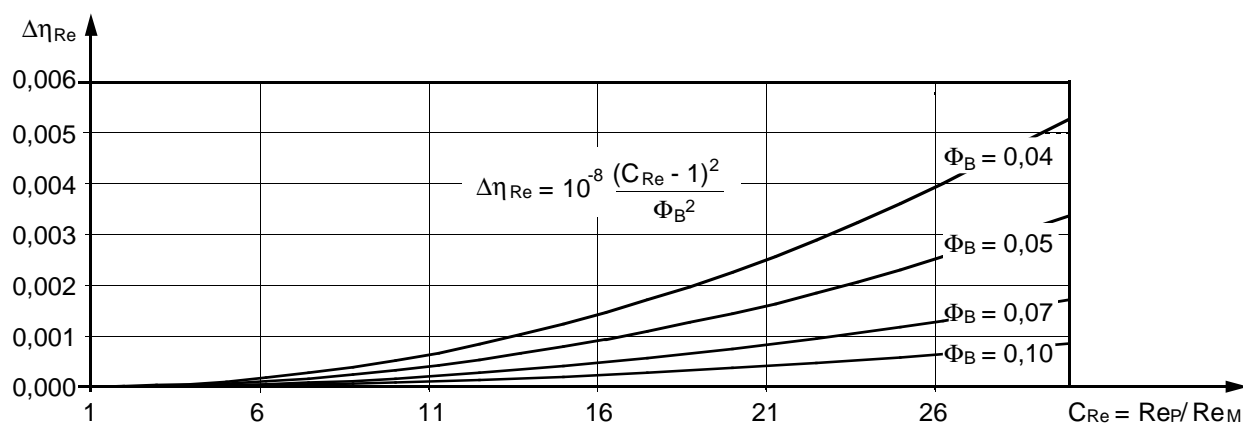


Figure K.3 – Influence of Reynolds number

K.2 Step-up procedure

If the guarantees are referred to prototype, the model hydraulic efficiencies η_{hM} are scaled up to prototype conditions using the following formula:

$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = \Delta\eta_{Fr} + \Delta\eta_{We} + \Delta\eta_{Re}$$

$$\Delta\eta_h = \eta_{hP} - \eta_{hM} = 5,7 \cdot \Phi_B^2 (1 - C_{Fr}^{0,3}) + 1,95 \cdot 10^{-6} \frac{C_{We} - 1}{\Phi_B^2} + 10^{-8} \frac{(C_{Re} - 1)^2}{\Phi_B^2}$$

K.3 Numerical data for surface tension σ^*

Temperature θ °C	Surface tension σ^* J·m ⁻²
5	0,0749
10	0,0742
15	0,0735
20	0,0728
25	0,0720
30	0,0712
35	0,0696

K.4 Bibliography

- K.4.1 Grein, H., Meier, J., Klicov, D., "Efficiency scale effects in Pelton turbines", *Proceedings*, Vol. II, IAHR Symposium, Montreal, Canada, 1986, paper No. 76.
- K.4.2 Grein, H., Klicov, D., Wieser, W., "Efficiency scale effects in Pelton turbines". *Water Power & Dam Construction*, May 1988, p. 32.
- K.4.3 *Handbook of chemistry and physics*, editor Robert C. West, 58th edition 1977-78, CRC Press Inc., Cleveland, Ohio.

Annexe L (normative)

Analyse des incertitudes aléatoires lors d'un essai dans des conditions de fonctionnement constantes¹⁾

On peut s'attendre à ce que des mesures répétées au même point de fonctionnement fassent apparaître des différences dans les mesures, mais leur valeur moyenne constitue une meilleure estimation de la valeur vraie que toute mesure individuelle. La précision de la valeur moyenne dépend du nombre de mesures et de leurs écarts par rapport à la moyenne (dispersion).

Il est possible de calculer statistiquement l'incertitude sur la mesure d'une variable lorsque l'erreur qui lui est associée est de nature purement aléatoire. Pour cela, il faut calculer l'écart-type et décider quel niveau de confiance on veut attacher à l'incertitude. Dans la présente norme, on utilise le niveau de confiance de 95 %.

L.1 Ecart-type

La valeur exacte de l'écart-type σ de tout paramètre mesuré est rarement connue précisément; habituellement, on ne dispose que d'une estimation s de σ , basée sur un nombre limité d'observations.

Si l'erreur sur la mesure d'une grandeur Y est purement aléatoire, l'écart-type²⁾ s_Y de la distribution des résultats est donné, lorsqu'on effectue n mesures indépendantes de la grandeur, par l'équation:

$$s_Y = \left[\frac{\sum_{r=1}^n (Y_r - \bar{Y})^2}{n-1} \right]^{1/2}$$

où

\bar{Y} est la moyenne arithmétique des n mesures de la variable Y ;

Y_r est la valeur obtenue lors de la $r^{\text{ème}}$ mesure de la variable Y ;

n est le nombre total de mesures de la variable Y .

Par abréviation, s_Y est communément appelé «l'écart-type de Y ». Le carré de cet écart-type, s_Y^2 , est appelé «la variance».

L'erreur aléatoire sur le résultat peut être réduite en faisant le plus possible de mesures de la variable et en prenant la moyenne arithmétique de ces mesures, puisque l'écart-type de la moyenne de n mesures indépendantes est \sqrt{n} fois plus petit que l'écart-type des mesures elles-mêmes.

Par conséquent, l'écart-type de la moyenne $s_{\bar{Y}}$ est donné par l'équation:

$$s_{\bar{Y}} = \frac{s_Y}{\sqrt{n}}$$

¹⁾ Le texte de cette annexe est basé sur l'ISO 5168

²⁾ L'écart-type défini ici est appelé avec plus de précision «estimation de l'écart-type» par les statisticiens.

Annex L (normative)

Analysis of random uncertainties for a test at constant operating conditions¹⁾

Repeated measurements at one operating point may be expected to show differences in measurements but their mean value is a better estimate of the true value than any individual measurement. The accuracy of the mean value depends on the number of measurements and their individual deviations from the mean (scatter).

It is possible to calculate statistically the uncertainty in a measurement of a variable when the associated error is purely random in nature. To do this it is necessary to calculate the standard deviation and to decide on the confidence level which is to be attached to the uncertainty. For this standard, a 95 % confidence level shall be used.

L.1 Standard deviation

The exact value of standard deviation σ of any measured parameter is rarely known exactly: usually only an estimate s of σ is available, based on a limited number of observations.

If the error in the measurement of a quantity Y is purely random, then, when n independent measurements of the quantity are made, the standard deviation²⁾ of the distribution of results s_Y is given by the equation:

$$s_Y = \left[\frac{\sum_{r=1}^n (Y_r - \bar{Y})^2}{n-1} \right]^{1/2}$$

where

\bar{Y} is the arithmetic mean of the n measurements of the variable Y ;

Y_r is the value obtained by the r^{th} measurement of the variable Y ;

n is the total number of measurements of the variable Y .

For brevity, s_Y is normally referred to as "the standard deviation of Y ". The square of the standard deviation s_Y^2 , is called the variance.

The random error in the result can be reduced by making as many measurements as possible of the variable and using the arithmetic mean value, since the standard deviation of the mean of n independent measurements is \sqrt{n} times smaller than the standard deviation of the measurements themselves.

Thus, the standard deviation of the mean, $s_{\bar{Y}}$ is given by the equation:

$$s_{\bar{Y}} = \frac{s_Y}{\sqrt{n}}$$

¹⁾ The text of this annex is based on ISO 5168.

²⁾ Standard deviation, as defined here, is what is more accurately referred to as the "estimated standard deviation" by statisticians.

L.2 Niveaux de confiance

Si l'on connaît l'écart-type vrai σ_Y , (quand n tend vers l'infini, s_Y tend vers σ_Y), on peut attacher un niveau de confiance à l'incertitude sur la mesure comme l'indique le tableau L.1.

Tableau L.1 – Niveaux de confiance

Incrtitude	Niveau de confiance
$\pm 0,674 \cdot \sigma_Y$	0,50
$\pm 0,954 \cdot \sigma_Y$	0,66
$\pm 1,960 \cdot \sigma_Y$	0,95
$\pm 2,576 \cdot \sigma_Y$	0,99

Par exemple, l'étendue $Y_r \pm 1,96 \cdot \sigma_Y$ est présumée renfermer 95 % de la population. C'est-à-dire que, pour une seule mesure de la variable Y et une valeur de σ_Y connue indépendamment, il y aura une probabilité de 0,05 que $Y_r \pm 1,96 \cdot \sigma_Y$ ne renferme pas la valeur vraie.

En pratique, évidemment, il n'est possible d'obtenir qu'une estimation de l'écart-type, car il faudrait un nombre infini de mesures pour déterminer celui-ci avec précision, et l'on doit fonder les limites de confiance sur cette estimation. La «loi de t» de Student pour les petits échantillons sera donc utilisée pour associer le niveau de confiance requis à l'intervalle.

L.3 Loi de t de Student

L'incertitude au niveau de confiance de 95% peut être obtenue comme suit:

- si n est le nombre de mesures, $(n - 1)$ représente le nombre de degrés de liberté, v ;
- la valeur de t en fonction du nombre de degrés de liberté est indiquée dans le tableau L.2;
- l'écart-type s_Y de la répartition des mesures de la grandeur Y est calculé comme indiqué en L.1;
- l'intervalle des valeurs dans lequel on peut s'attendre à trouver une mesure quelconque, au niveau de confiance de 95 %, est

$$\bar{Y} \pm t \cdot s_Y ;$$

- la différence entre une nouvelle mesure et la moyenne de l'échantillon devra être inférieure à

$$t \cdot s_Y \cdot \sqrt{1 + 1/n} ;$$

- l'intervalle des valeurs dans lequel on peut s'attendre à trouver la valeur vraie de la grandeur, au niveau de confiance de 95 %, c'est-à-dire la bande d'incertitude, est

$$\bar{Y} \pm \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}} = \bar{Y} \pm t \cdot s_{\bar{Y}}.$$

L.2 Confidence levels

If the true standard deviation σ_Y , is known (as n approaches infinity, s_Y approaches σ_Y), the confidence level can be related to the uncertainty of measurements as indicated in table L.1.

Table L.1 – Confidence levels

Uncertainty	Confidence level
$\pm 0,674 \cdot \sigma_Y$	0,50
$\pm 0,954 \cdot \sigma_Y$	0,66
$\pm 1,960 \cdot \sigma_Y$	0,95
$\pm 2,576 \cdot \sigma_Y$	0,99

For example, the interval $Y_r \pm 1,96 \cdot \sigma_Y$ would be expected to contain 95 % of the population. That is to say, where a single measurement of the variable Y is made and where the value of σ_Y is independently known, there would be a probability of 0,05 of the interval $Y_r \pm 1,96 \cdot \sigma_Y$ not including the true value.

In practice, of course, it is only possible to obtain an estimate of the standard deviation since an infinite number of measurements would be required in order to determine it precisely, and the confidence limits must be based on this estimate. The Student's "t distribution" for small samples should be used to relate the required confidence level to the interval.

L.3 Student's t distribution

The uncertainty at 95 % confidence level may be found as follows:

- if n is the number of measurements, $(n-1)$ is taken as the number of degrees of freedom, v ;
- the value of t for the appropriate number of degrees of freedom is read in the table L.2;
- the standard deviation s_Y of the distribution of the measurements of the quantity Y is calculated as stated in clause L.1;
- the range of values within which any reading would be expected to be with 95 % confidence is

$$\bar{Y} \pm t \cdot s_Y;$$

- the difference between a new reading and the average of the sample should be less than

$$t \cdot s_Y \cdot \sqrt{1 + 1/n};$$

- the range of values within which the true value of the quantity would be expected to lie with 95 % confidence, i.e. the band of uncertainty, is

$$\bar{Y} \pm \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}} = \bar{Y} \pm t \cdot s_{\bar{Y}}$$

Tableau L.2 – Valeurs de t de Student

Degrés de liberté v = n - 1	t de Student Pour un niveau de confiance de 95 %	$\frac{t}{\sqrt{n}}$
1	12,706	8,984
2	4,303	2,484
3	3,182	1,591
4	2,776	1,241
5	2,571	1,050
6	2,447	0,925
7	2,365	0,836
8	2,306	0,769
9	2,262	0,715
10	2,228	0,672
11	2,201	0,635
12	2,179	0,604
13	2,160	0,577
14	2,145	0,554
15	2,131	0,533
20	2,086	0,455
30	2,042	0,367
60	2,000	0,256
∞	1,960	0

Pour des valeurs de v différentes, t peut être calculé par l'équation empirique suivante:

$$t = 1,96 + 2,36/v + 3,2/v^2 + 5,2/v^{3,84}$$

L.4 Valeur maximale admissible de l'incertitude aléatoire

Si l'étendue requise de l'incertitude aléatoire acceptable associée à \bar{Y} est $\pm e_{r \max}$, alors

$$e_r = \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}}$$

ne devra pas excéder $e_{r \max}$.

Inversement, pour une certaine valeur de $e_{r \max}$ associée à un niveau de confiance de 95 %, l'écart-type estimé s_Y ne devra pas excéder la valeur:

$$s_{Y \max} = \frac{e_{r \max} \cdot \sqrt{n}}{t}$$

Par commodité, les valeurs de $\frac{t}{\sqrt{n}}$ sont données au tableau L.2.

Table L.2 – Values of Student's t

Degrees of freedom $v = n - 1$	Student's t For 95 % confidence level	$\frac{t}{\sqrt{n}}$
1	12,706	8,984
2	4,303	2,484
3	3,182	1,591
4	2,776	1,241
5	2,571	1,050
6	2,447	0,925
7	2,365	0,836
8	2,306	0,769
9	2,262	0,715
10	2,228	0,672
11	2,201	0,635
12	2,179	0,604
13	2,160	0,577
14	2,145	0,554
15	2,131	0,533
20	2,086	0,455
30	2,042	0,367
60	2,000	0,256
∞	1,960	0

For other values of v , t can be computed from the following empirical equation:

$$t = 1,96 + 2,36/v + 3,2/v^2 + 5,2/v^{3,84}$$

L.4 Maximum permissible value of random uncertainty

If the required range of accepted random uncertainty associated with \bar{Y} is $\pm e_{r \max}$, then

$$e_r = \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}}$$

should not exceed $e_{r \max}$.

Alternatively, for a value of $e_{r \max}$ associated with the 95 % confidence level, the estimated standard deviation s_Y should not exceed the value of

$$s_{Y \max} = \frac{e_{r \max} \cdot \sqrt{n}}{t}$$

For convenience, values of $\frac{t}{\sqrt{n}}$ are given in table L.2.

La valeur moyenne d'une série de points est déclarée acceptable lorsqu'elle satisfait aux critères ci-dessus. Le tableau L.2 ne s'applique que pour des points répétés dans des conditions de fonctionnement identiques.

L.5 Exemple de calcul

L'exemple suivant illustre le calcul de l'écart-type estimé et de l'incertitude pour $n = 8$ observations d'une grandeur Y .

Tableau L.3

Valeurs mesurées Y_i	$\bar{Y} - Y_i$	$(\bar{Y} - Y_i)^2$
92,80	-0,15625	0,024414
92,70	-0,05625	0,003164
92,60	+0,04375	0,0019141
92,50	+0,14375	0,0206641
92,70	-0,05625	0,0031641
92,75	-0,10625	0,0112891
92,50	+0,014375	0,0206641
92,60	+0,04375	0,0019141

$$\bar{Y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i = 92,64375$$

$$\sum_{i=1}^n (\bar{Y} - Y_i)^2 = 0,0871876$$

Ecart-type estimé des observations:

$$s_Y = \sqrt{\frac{\sum (\bar{Y} - Y_i)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0,0871876}{8-1}} = 0,111604$$

Incetitude aléatoire associée à la valeur moyenne, au niveau de confiance de 95 %:

$$(e_Y)_r = \pm \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}} = \pm 0,111604 \times 0,836 = \pm 0,0933$$

$$(f_Y)_{r95} = \frac{(e_Y)_r}{\bar{Y}} = \pm \frac{0,0933}{92,6437} = \pm 0,1\%$$

Lorsque la grandeur considérée est le rendement, il reste à vérifier que cette valeur de l'incertitude aléatoire observée $(f_{\eta h})_r$ n'excède pas l'incertitude maximale admissible convenue avant l'essai (voir 3.9.2.2.1).

The mean value of a series of points which meet the above criteria will be acceptable. Table L.2 applies only to repeated points at constant operating conditions.

L.5 Example of calculation

The following example illustrates the computation of the estimated standard deviation and the uncertainty for $n = 8$ observations of a quantity Y .

Table L.3

Measured values Y_i	$\bar{Y} - Y_i$	$(\bar{Y} - Y_i)^2$
92,80	–0,15625	0,024414
92,70	–0,05625	0,003164
92,60	+0,04375	0,0019141
92,50	+0,14375	0,0206641
92,70	–0,05625	0,0031641
92,75	–0,10625	0,0112891
92,50	+0,014375	0,0206641
92,60	+0,04375	0,0019141

$$\bar{Y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_i = 92,64375$$

$$\sum_{i=1}^n (\bar{Y} - Y_i)^2 = 0,0871876$$

Estimated standard deviation of the observations:

$$s_Y = \sqrt{\frac{\sum (\bar{Y} - Y_i)^2}{n-1}} = \sqrt{\frac{0,0871876}{8-1}} = 0,111604$$

Random uncertainty associated with the mean value at the 95 % confidence level:

$$(e_Y)_r = \pm \frac{t \cdot s_Y}{\sqrt{n}} = \pm 0,111604 \times 0,836 = \pm 0,0933$$

$$(f_Y)_{r95} = \frac{(e_Y)_r}{\bar{Y}} = \pm \frac{0,0933}{92,6437} = \pm 0,1\%$$

In the case of the examined measure being the efficiency, it should then be verified that this value of the observed random uncertainty $(f_{\eta h})_r$ does not exceed the maximum permissible random uncertainty agreed prior to the test (see 3.9.2.2.1).

Figure M.1 – Définitions pour la détermination de l'énergie hydraulique massique nette à l'aspiration, NPSE, et de la hauteur de charge nette absolue à l'aspiration, NPSH d'une machine prototype ($E_{LS} \neq 0$)

Annex M (normative) Calculation of plant Thoma number σ_{pl}

M.1 Definition of σ_{pl} , NPSE and NPSH

These terms are referred to the low pressure side of the machine and are in direct relation with the cavitation phenomenon. The symbol σ_{pl} denotes the range of the Thoma number (see 1.3.3.12.9) occurring at plant conditions and is defined as follows:

$$\sigma_{pl} = \frac{NPSE}{E} = \frac{NPSH}{H}$$

Subclause 11.3 of IEC 60041 explains various possibilities for calculating NPSE of a prototype machine, as illustrated and explained below. If the pressure p_{abs2} (see figure M.1) at point 2 inside the draft tube is known, NPSE can be calculated in case of a turbine or a pump according to the following formula:

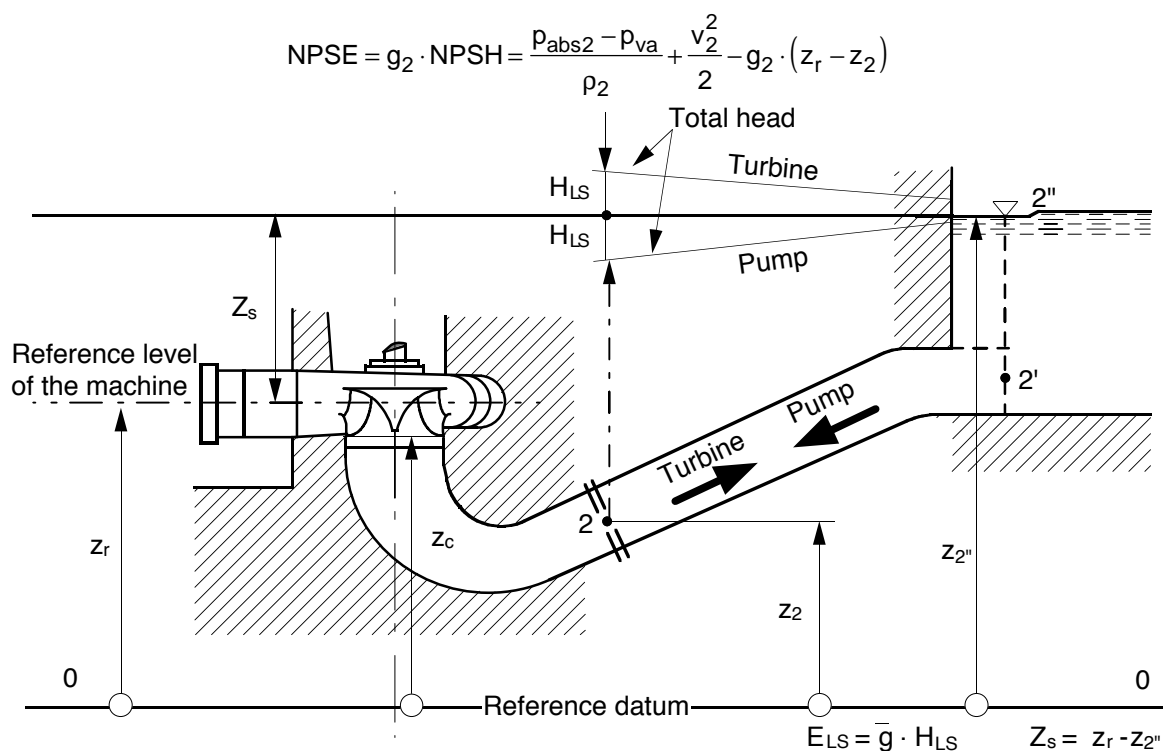


Figure M.1 – Definition for determination of net positive suction energy, NPSE, and net positive suction head, NPSH, of a prototype machine ($E_{LS} \neq 0$)

Habituellement, on ne connaît que le niveau dans le canal de fuite dans les conditions hydrauliques spécifiées. Dans ce cas, on calcule NPSE selon la formule ci-dessous en utilisant le niveau z_2'' dans le canal près de la sortie (en turbine) ou de l'entrée (en pompe) de l'aspirateur et en tenant compte de la perte E_{LS} d'énergie hydraulique massique entre les sections 2 et 2':

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_{2''}) \pm E_{LS}$$

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 \cdot Z_S \pm E_{LS}$$

(+ pour les turbines, – pour les pompes)

σ_{pl} est généralement rapporté au niveau de référence de la machine, z_r (voir 1.3.3.7.6). Comme il est recommandé en 2.3.1.5.1, on doit choisir le niveau de référence de cavitation z_c à l'emplacement où se produit la cavitation en cause. Donc σ_{pl} doit aussi être rapporté à z_c , et le symbole utilisé est alors σ_{plc}

$$\sigma_{plc} = \frac{NPSE - g_2(z_c - z_r)}{E}$$

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2(z_c - z_{2''}) \pm E_{LS}}{E}$$

Lorsque la section de mesure 2' et la section correspondante de mesure du niveau dans le canal 2'' sont éloignées de la sortie de l'aspirateur et qu'on peut admettre que $v_{2'} \approx 0$, la formule devient:

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} - g_2(z_c - z_{2''}) \pm E_{LS}}{E}$$

M.2 Données nécessaires pour le calcul de σ_{plc}

Comme il est stipulé en 1.4.1.1, l'acheteur doit fournir ou spécifier la plupart des données ci-après relatives à l'aménagement:

a) Données fixes

Les données suivantes sont généralement considérées comme fixes, c'est-à-dire ne dépendant pas des conditions de fonctionnement.

- Pression ambiante p_{amb}

Si elle n'est pas spécifiée, p_{amb} est prise dans le tableau B.6 en fonction du niveau z_2'' dans le canal côté basse pression (valeur moyenne).

- Température de l'eau θ_w , θ_{wmax}

La valeur moyenne θ_w et la valeur maximale θ_{wmax} doivent être spécifiées. La valeur θ_w doit être utilisée pour calculer E , P_h et η_{hM} , tandis que la valeur θ_{wmax} doit être utilisée pour obtenir la plus faible valeur possible de σ_{plc} .

Usually only the tailwater level for specified hydraulic conditions is known. In that case, NPSE is calculated according to the following formula using the tailwater level $z_{2''}$ close to the draft tube outlet (turbine) or inlet (pump) and considering the specific hydraulic energy losses E_{LS} between sections 2 and 2':

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 \cdot (z_r - z_{2''}) \pm E_{LS}$$

$$NPSE = g_2 \cdot NPSH = \frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2 \cdot Z_S \pm E_{LS}$$

(+ for turbines, – for pumps)

σ_{pl} is usually referred to the reference level of the machine z_r (see 1.3.3.7.6). As recommended in 2.3.1.5.1 the cavitation reference level z_c shall be chosen corresponding to the location where the relevant cavitation occurs. Consequently, σ_{pl} shall also be referred to z_c , and the corresponding definition is identified as σ_{plc} :

$$\sigma_{plc} = \frac{NPSE - g_2(z_c - z_r)}{E}$$

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v_{2'}^2}{2} - g_2(z_c - z_{2''}) \pm E_{LS}}{E}$$

When section 2' and the corresponding tailwater level 2'' are far from the draft tube opening, and it can be assumed $v_{2'} \approx 0$ the formula changes to:

$$\sigma_{plc} = \frac{\frac{p_{amb2''} - p_{va}}{\rho_2} - g_2(z_c - z_{2''}) \pm E_{LS}}{E}$$

M.2 Data needed to calculate σ_{plc}

As stipulated in 1.4.1.1, most of the following site data shall be provided or specified by the purchaser:

a) Constant plant data

The following data are usually assumed as constant data, i.e. they do not depend on operating conditions.

- Ambient pressure p_{amb}

If not specified, p_{amb} is taken from table B.6 as a function of the tailwater level $z_{2''}$ (average value).

- Water temperature θ_w , θ_{wmax}

The average value θ_w and the maximum value θ_{wmax} shall be specified. The value θ_w is to be used for calculation of E , P_h and η_{hM} , whereas θ_{wmax} shall be used to get the lowest possible value of σ_{plc} .

- Pression de vapeur p_{va}
La valeur de p_{va} est prise dans le tableau B.4 en fonction de la température de l'eau θ_w . Pour déterminer la valeur minimale de σ_{plc} , on doit utiliser la valeur θ_{wmax} .
- Section de l'aspirateur A_2 ou section de mesure $A_{2'}$
Pour calculer la vitesse débitante v_2 ou $v_{2'}$, l'aire de la section à utiliser doit faire l'objet d'un accord (sauf si on admet $v_{2'} = 0$).
- Masse volumique de l'eau ρ_2
Sa valeur est prise dans le tableau B.2 en fonction de θ_w ou de θ_{wmax} (la différence qui en résulte sur σ_{plc} est négligeable).
- Niveau de référence z_r
 z_r est défini sur la figure 5, qui correspond à la figure 8 de la CEI 60041. Sa valeur est généralement spécifiée dans les plans d'implantation et/ou dans les spécifications techniques.
- Niveau de référence de cavitation z_c
Le niveau z_c doit être défini par accord mutuel. Dans le cas, par exemple, d'une grande turbine tubulaire à axe horizontal, on peut définir plusieurs niveaux z_c .

b) Données variables

Les données suivantes dépendent généralement des conditions de fonctionnement de la machine.

- Niveau dans le canal basse pression z_2''
La variation de z_2'' est généralement spécifiée en fonction de l'énergie hydraulique massique E .
- Energie hydraulique massique E
L'étendue de variation et les valeurs caractéristiques de E devraient être données dans les spécifications techniques. Parfois ne sont indiqués que les niveaux côté haute et basse pression et les valeurs résultantes de hauteur géodésique (chute brute). Il faut alors calculer E en tenant compte des pertes d'énergie E_{LS} des côtés haute et basse pression de la machine.
- Vitesse débitante v_2 ou $v_{2'}$
On calcule v_2 ou $v_{2'}$ en utilisant la valeur convenue A_2 ou $A_{2'}$ de l'aire de la section de l'aspirateur et le débit Q pour chaque point de fonctionnement où des essais de cavitation sont spécifiés.
- Pertes d'énergie hydraulique massique E_{LS}
Lorsqu'il faut tenir compte de ces pertes, elles sont généralement spécifiées et dépendent quadratiquement du débit.

En vue des essais de cavitation, il est recommandé de rassembler dans un document séparé les données pertinentes pour le calcul des différentes valeurs de σ_{plc} . Il est parfois utile d'y adjoindre un schéma similaire à celui de la figure M.1. Le tableau M.1 ci-dessous illustre, à titre d'exemple, comment peuvent être présentées les données nécessaires et les valeurs de σ_{plc} qui en résultent.

- Vapour pressure p_{va}

The value p_{va} is taken from table B.4 as a function of water temperature θ_w . To determine the minimum value of σ_{plc} , it is necessary to use the value θ_{wmax} .

- Draft tube cross section A_2 or measuring section A_2'

To calculate the mean flow velocity v_2 or v_2' , it is to be agreed on which cross-section area shall be used (except if it is assumed that $v_2' = 0$).

- Density of water ρ_2

This value is to be taken from table B.2 as a function of θ_w or θ_{wmax} (negligible impact on resulting σ_{plc}).

- Reference level z_r

The reference level z_r is defined by figure 5 which corresponds to figure 8 in IEC 60041. This value is usually specified on the main section drawing and/or in the technical specification.

- Cavitation reference level z_c

The level z_c shall be defined by mutual agreement. For example, for large tubular turbines with horizontal shaft, more than one level z_c may be agreed on.

b) Variable plant data

The following data usually depend on the operating conditions of the machine.

- Tailwater level z_2''

The variation of z_2'' is usually specified as a function of the specific hydraulic energy E .

- Specific hydraulic energy E

The range and the relevant values of E shall be given in the technical specification. Sometimes only the headwater and tailwater levels and the resulting values of geodesic height (gross head) are given. In this case E shall be calculated by considering the relevant energy losses E_{LS} on the high and low pressure sides of the machine.

- Mean velocity v_2 or v_2'

v_2 or v_2' are calculated using the agreed relevant draft tube cross-section area A_2 or A_2' and the discharge Q for each specified operating point where cavitation tests are to be performed.

- Specific hydraulic energy losses E_{LS}

In case such losses are to be considered, they are usually specified and depend on discharge, i.e. on Q^2 .

In view of cavitation tests, it is recommended to summarize in a separate document the relevant data for calculation of the various σ_{plc} values. It is also helpful to add a schematic drawing similar to figure M.1. The following table M.1 illustrates as an example how the resulting σ_{plc} values and other relevant data can be summarized.

Tableau M.1 – Présentation des valeurs de σ_{pl} et autres données

[illegible]

Table M.1 – Summary of calculated σ_{pl} values and other relevant data

[illegible]

Annexe N (informative)

Bilan schématique détaillé des énergies hydrauliques massiques, des débits et des puissances

En complément à la figure 6, on présente dans les figures N.1 et N.2 une analyse plus détaillée des pertes internes dans la roue d'une machine à réaction. En accord avec les récentes publications, cette analyse est indispensable pour déterminer l'effet d'échelle sur le rendement et la puissance, mais aussi sur l'énergie hydraulique massique.

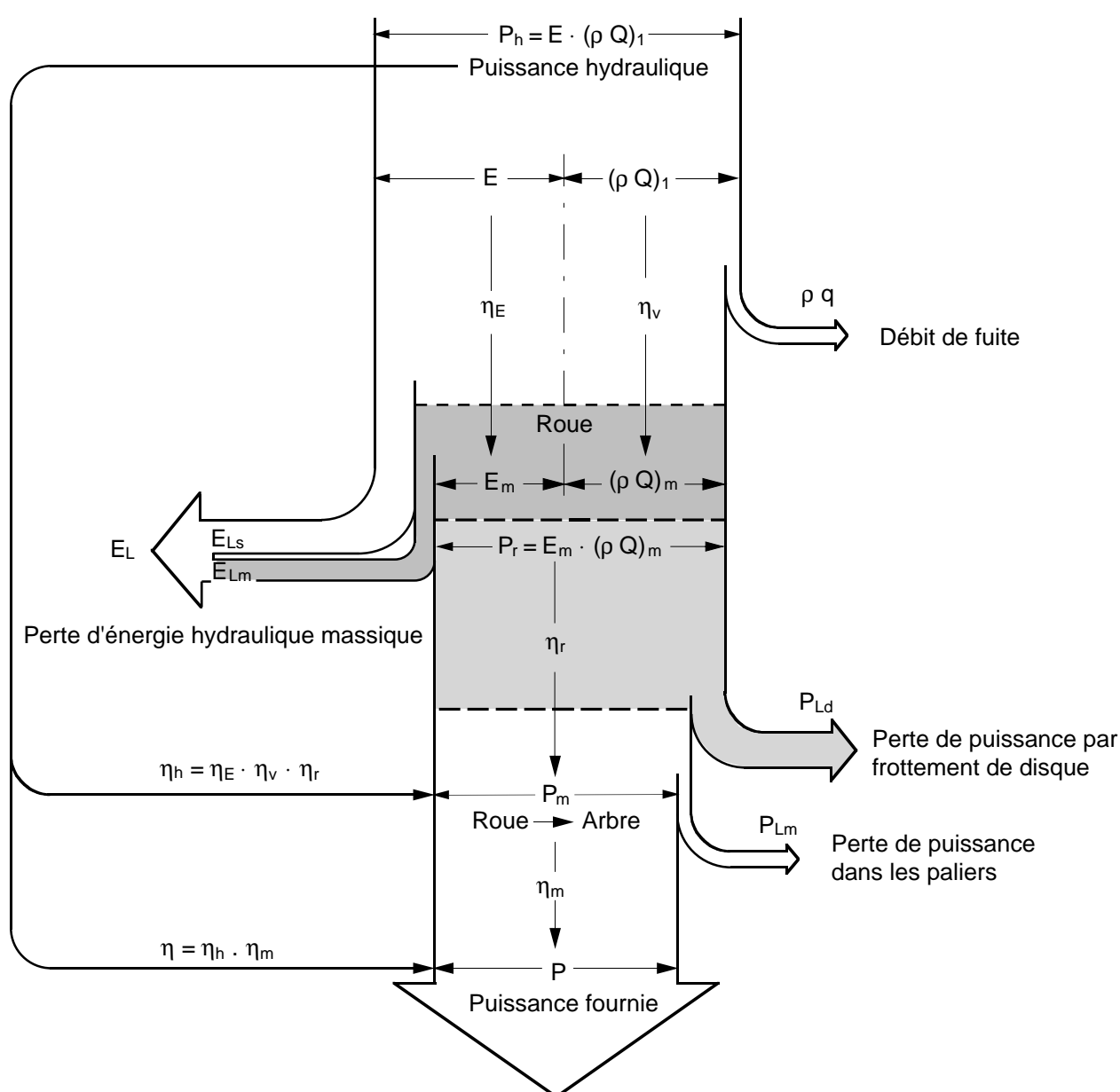


Figure N.1 – Turbine

Annex N (informative)

Detailed flux diagram of specific hydraulic energy, flow and power

As a supplement to figure 6, a more detailed analysis of internal losses in the runner/impeller of a reaction machine is presented in figures N.1 and N.2. According to recent publications, this analysis is needed to determine the scale effect on efficiency and power and also on specific hydraulic energy.

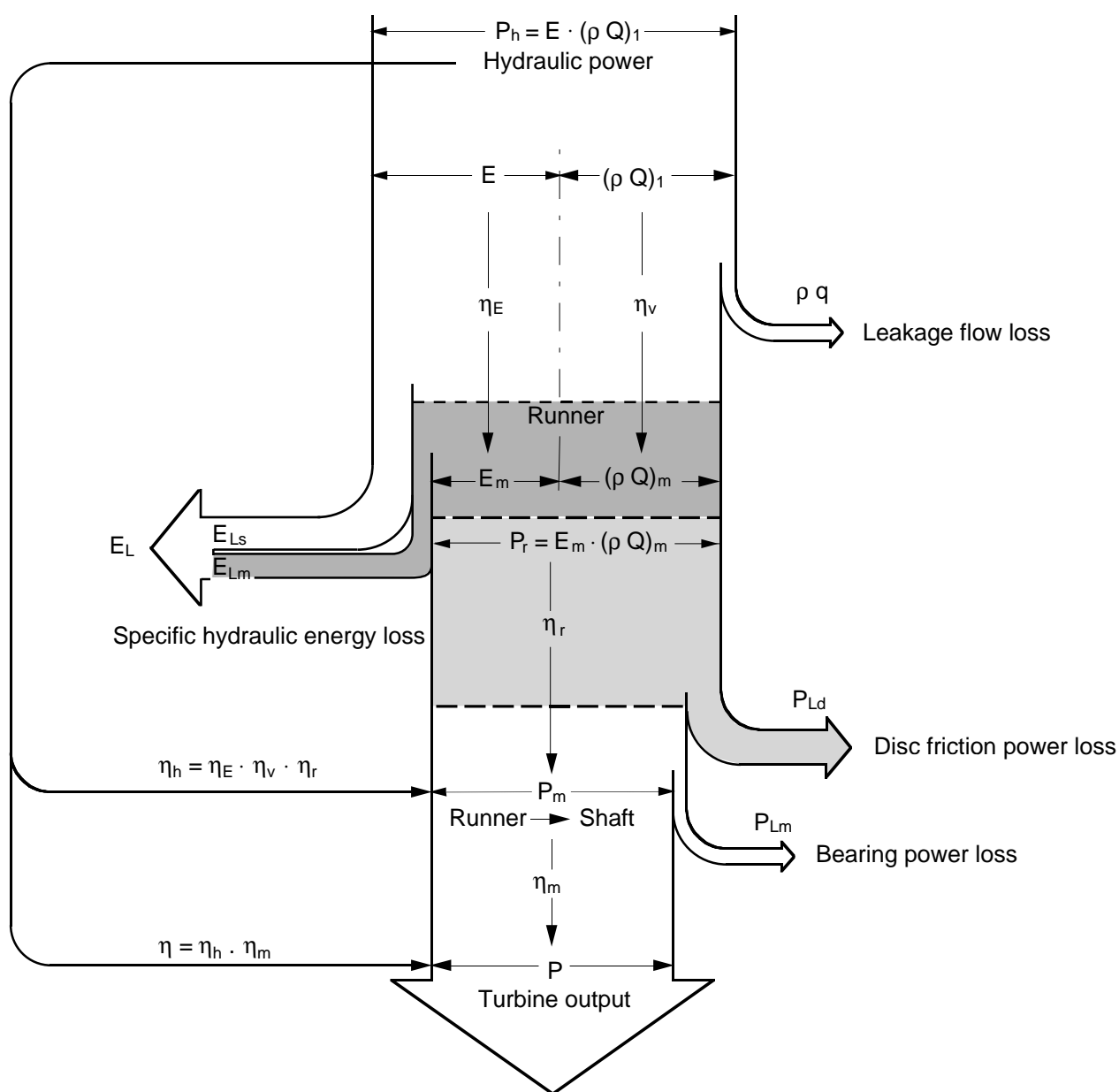


Figure N.1 – Turbine

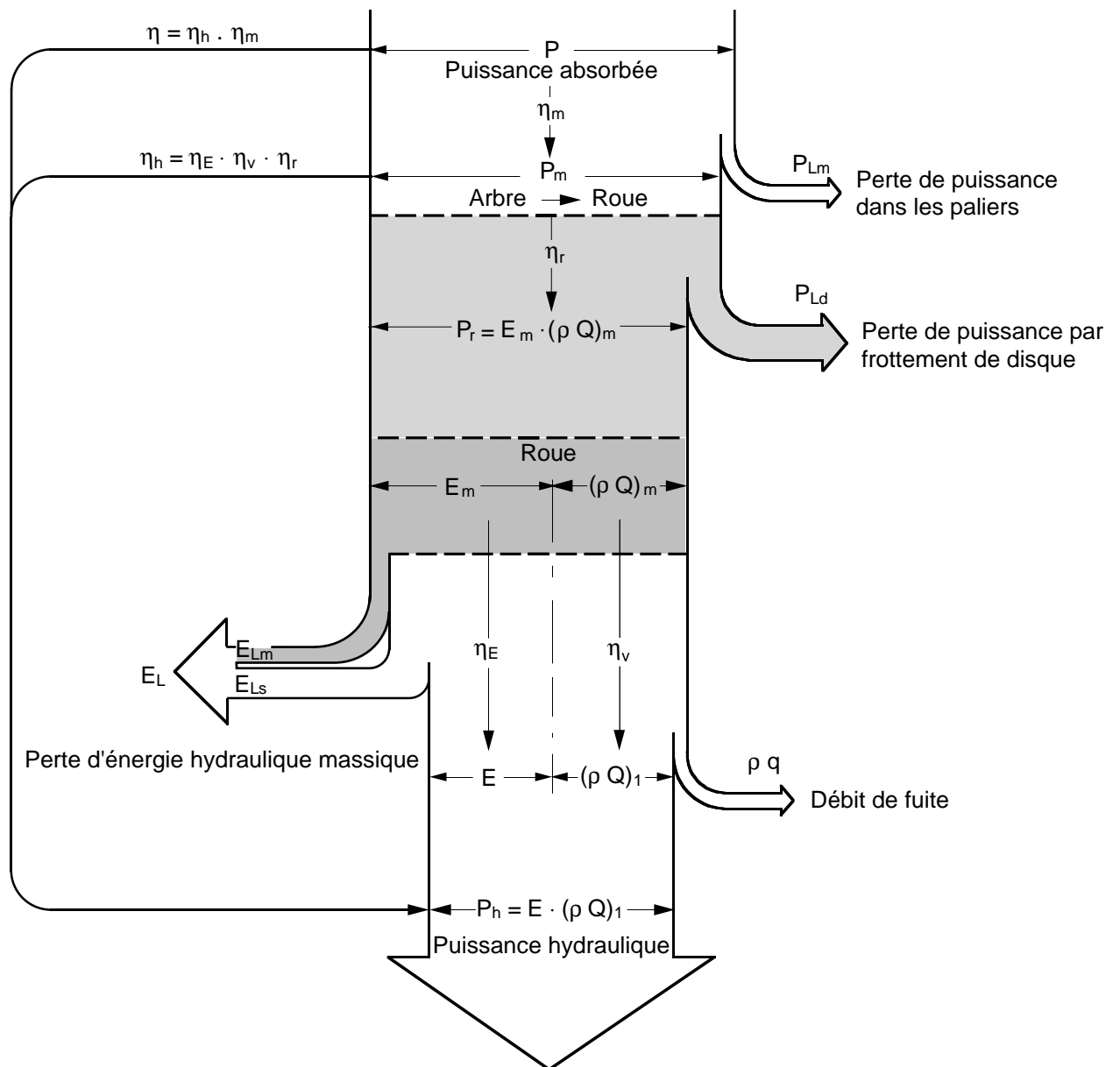


Figure N.2 – Pompe

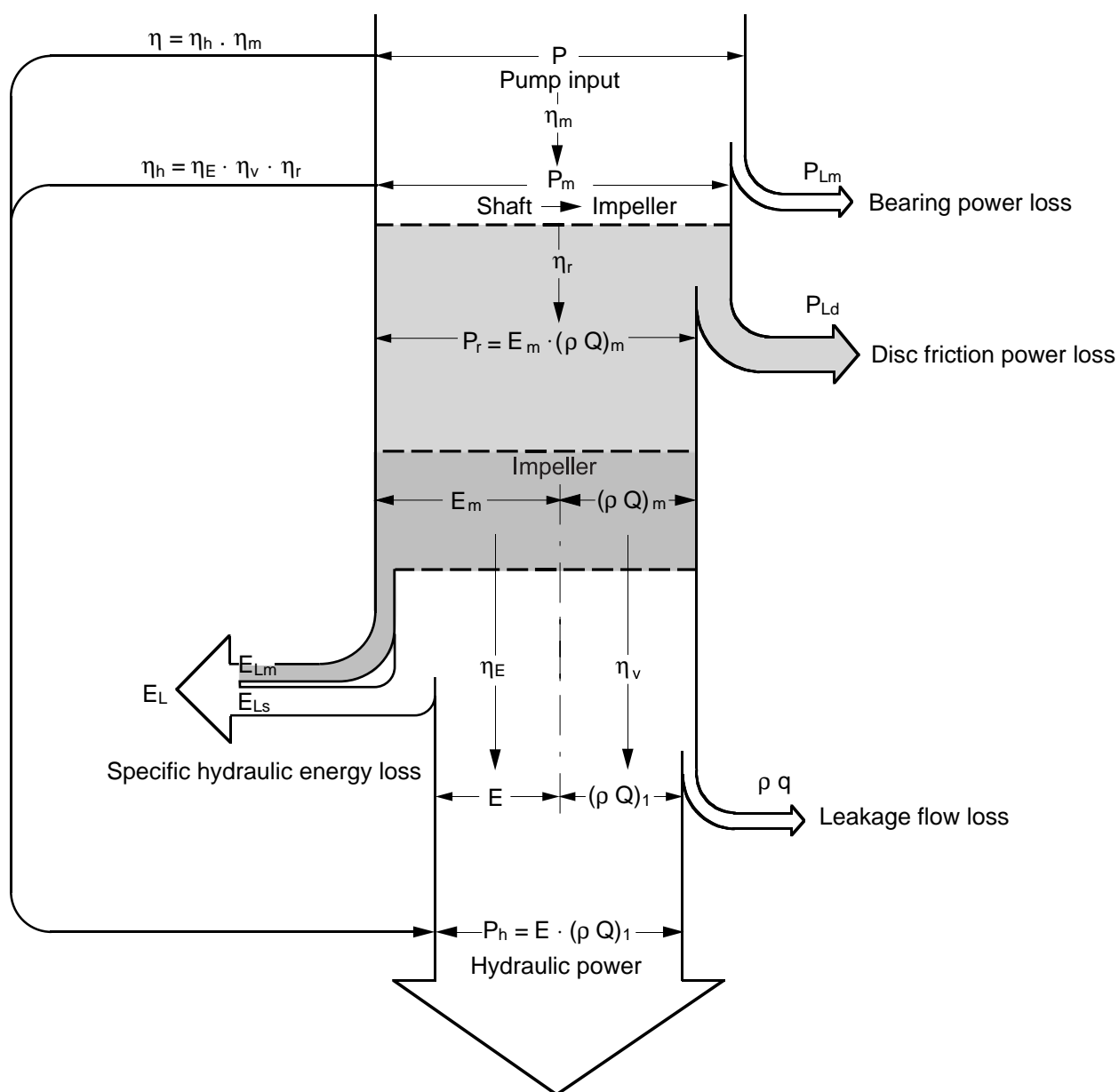


Figure N.2 – Pump

Les grandeurs suivantes: P , P_h , P_m , P_{Lm} , Q , q , E , E_L , ρ , η , η_h , η_m et η_v sont définies en 1.3. Les autres grandeurs sont définies ci-dessous:

- P_r est la puissance hydraulique transmise de l'eau à la roue d'une turbine ou de la roue d'une pompe à l'eau;
- P_{Ld} est la puissance hydraulique dissipée dans l'entrefer entre la surface extérieure de la roue et les parois fixes;
- E_m est l'énergie hydraulique massique disponible à la roue d'une turbine pour produire la puissance ou fournie à l'eau par la roue d'une pompe;
- Q_m est le volume d'eau par unité de temps qui traverse les canaux de la roue;
- E_{Lm} est la perte d'énergie hydraulique massique dans les canaux de la roue;
- E_{Ls} est la perte d'énergie hydraulique massique dans les pièces fixes;
- E_L est la perte d'énergie hydraulique massique entre la section haute (basse) pression et la section basse (haute) pression d'une turbine (pompe);
- η_E est le rendement énergétique de la roue, donné par le rapport E_m/E (turbine) ou E/E_m (pompe);
- η_r est le rendement mécanique de la roue, donné par le rapport P_m/P_r (turbine) ou P_r/P_m (pompe).

The following quantities: P , P_h , P_m , P_{Lm} , Q , q , E , E_L , ρ , η , η_h , η_m and η_v are defined in 1.3. Other quantities are defined below:

- P_r is the hydraulic power transmitted from water to the runner (turbine) or from impeller to water (pump);
- P_{Ld} is the hydraulic power dissipated in the chambers between the outer surface of runner/impeller and the corresponding stationary walls;
- E_m is the specific hydraulic energy available for runner to produce power (turbine) or imparted to the water by impeller (pump);
- Q_m is the volume of water per unit time passing through runner/impeller blades;
- E_{Lm} is the specific hydraulic energy loss in runner/impeller blades;
- E_{Ls} is the specific hydraulic energy loss in stationary parts;
- E_L is the specific hydraulic energy loss between high (low) pressure section and low (high) pressure section of turbine (pump);
- η_E is the specific energy efficiency of runner/impeller given by the ratio of E_m/E (turbine) or by the ratio of E/E_m (pump);
- η_r is the power efficiency of runner/impeller given by the ratio of P_m/P_r (turbine) or P_r/P_m (pump).

Annexe P (informative)

Bibliographie

- [1] Gindroz, B., *Lois de similitude dans les essais de cavitation des turbines Francis*, Thèse publiée en juin 1991 par l'Ecole Polytechnique Fédérale, Institut de Machines Hydrauliques et de Mécanique des Fluides, Lausanne (Suisse).
- [2] Osterwalder, J., Hippe, L., "Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbomachines with different technical roughnesses of flow passages", *Journal of hydraulic research*, Vol. 11, 1984.
- [3] Gindroz, B., Henry, P., Avellan, F., "Similarity of cavitation inception in Francis turbines", *Proceedings* (Vol. 1) from 15th Symposium IAHR (Internal Association for Hydraulic Research), Belgrade, Sept. 1990.
- [4] Herbst, G., Roegener, H., "Neue kanonische Zustandsgleichung des Wassers". *Fortschritt-Berichte VDI-Z*, Reihe 6, Nr. 50 (1977).
- [5] Kell, G.S., Whalley, E., "Re-analysis of the density of liquid water in the range 0 to 150 °C and 0 to 1 kbar. Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Giens, (1974).
- [6] Kell, G.S., McLaurin, G.E., Whalley, E., "The PVT properties of liquid water in the range of 150 to 350 °C and 0 to 1 kbar", Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Giens, (1974).
- [7] Borel, L., Nguyen Dinh Lan, "Equations of state and Joule. Thomson coefficient", 10th Int. Conf. Prop. Steam, Moscou (1984).
- [8] Haar, L., Gallagher, J.S., Kell, S.G., *NBS/NRC steam tables: thermodynamic and transport properties, and computer programs for vapor and liquid states of water in SI units*, Hemisphere Publ. Corp. (1984).
- [9] Weber, P., "Bemerkungen zur thermodynamischen Methode der Wirkungsgradbestimmung von Wasserturbinen und Speicherpumpen", *Bulletin des Schweiz. El. techn. Vereins* BD. 55, (1964), No. 24, pp. 1199-1208.
- [10] *Dissolved oxygen analyzer*, Beckman Instruments, Inc., Fullerton, CA 92634.
- [11] Van Slyke, D.D., Neil, J.M., "The determination of gases in blood and other solutions by vacuum extraction and measurement", *Journal of Biological Chemistry*, Vol. 2, Sept. 1924.
- [12] Mohammed, W.A., Hutton S.P., "Improved monitoring of air in water". *Water Power & Dam Construction*, Sept. 1986, p. 48.
- [13] Brand, F.L., "A physical process for the determination of dissolved and un-dissolved gases in water", *Voith Research and Construction*, Vol. 27e (1980), Paper 7.
- [14] Kestin, J., Whitelaw, J.H., Sixth International Conference on the Properties of Steam-Transport Properties of Water Substance.
- [15] *VDI-Wärmeatlas*, VDI Verlag Düsseldorf 1984.
- [16] Landolt, Börnstein., "Zahlenwerte und Funktionen", Vol. IV, Technik, Part 1 and Physikalisch-Technische Bundesanstalt, Germany, 1953.
- [17] Kubota, T., Tsukamoto, T., "Calculation of prototype cavitation characteristics in large bulb turbines". *Water Power & Dam Construction*, Sept. 1988.
- [18] ISME standard S008, "Performance Conversion Method for Hydraulic Turbines and Pump-Turbines", The Japan Society of Mechanical Engineers, January 1999.
- [19] Kubota, T., Tsukamoto, T., "Scale effect on cavitation runaway speed of large bulb turbine for low head", présenté au symposium IAHR 1990.
- [20] Grubbs, F.E., "Procedures for detecting outlying observations in samples", *Technometrics*, Vol. 12, n.1, Février 1969, pp 1-21.

Annex P (informative)

Bibliography

- [1] Gindroz, B., *Lois de similitude dans les essais de cavitation des turbines Francis*. Thesis published in June 1991 by Ecole Polytechnique Fédérale, Institut de Machines Hydrauliques et de Mécanique des Fluides, Lausanne (Switzerland).
- [2] Osterwalder, J., Hippe, L., "Guidelines for efficiency scaling process of hydraulic turbomachines with different technical roughnesses of flow passages". *Journal of hydraulic research*, Vol. 11, 1984.
- [3] Gindroz, B., Henry, P., Avellan, F., "Similarity of cavitation inception in Francis turbines". *Proceedings* (Vol. 1) from 15th Symposium IAHR (Internal Association for Hydraulic Research), Belgrade, Sept. 1990.
- [4] Herbst, G., Roegener, H., "Neue kanonische Zustandsgleichung des Wassers", *Fortschritt-Berichte VDI-Z*, Reihe 6, Nr. 50 (1977).
- [5] Kell, G.S., Whalley, E., "Re-analysis of the density of liquid water in the range 0 to 150 °C and 0 to 1 kbar. Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Giens, (1974).
- [6] Kell, G.S., McLaurin, G.E., Whalley, E., "The PVT properties of liquid water in the range of 150 to 350 °C and 0 to 1 kbar", Communication à la 8e Int. Conf. Prop. Steam, Giens, (1974).
- [7] Borel, L., Nguyen Dinh Lan., "Equations of state and Joule. Thomson coefficient", 10th Int. Conf. Prop. Steam, Moscow (1984).
- [8] Haar, L., Gallagher, J.S., Kell, S.G., *NBS/NRC steam tables: thermodynamic and transport properties, and computer programs for vapor and liquid states of water in SI units*, Hemisphere Publ. Corp. (1984).
- [9] Weber, P., "Bemerkungen zur thermodynamischen Methode der Wirkungsgradbestimmung von Wasserturbinen und Speicherpumpen". *Bulletin des Schweiz. El. techn. Vereins* BD. 55, (1964), No. 24, pp. 1199-1208.
- [10] *Dissolved oxygen analyzer*, Beckman Instruments, Inc., Fullerton, CA 92634.
- [11] Van Slyke, D.D., Neil, J.M., "The determination of gases in blood and other solutions by vacuum extraction and measurement, *Journal of Biological Chemistry*, Vol. 2, Sept. 1924.
- [12] Mohammed, W.A., Hutton S.P., "Improved monitoring of air in water", *Water Power & Dam Construction*, Sept. 1986, p. 48.
- [13] Brand, F.L., "A physical process for the determination of dissolved and un-dissolved gases in water", *Voith Research and Construction*, Vol. 27e (1980), Paper 7.
- [14] Kestin, J., Whitelaw, J.H., Sixth International Conference on the Properties of Steam-Transport Properties of Water Substance.
- [15] *VDI-Wärmeatlas*, VDI Verlag Düsseldorf 1984.
- [16] Landolt, Börnstein, "Zahlenwerte und Funktionen", Vol. IV, Technik, Part 1 and Physikalisch-Technische Bundesanstalt, Germany, 1953.
- [17] Kubota, T., Tsukamoto, T., "Calculation of prototype cavitation characteristics in large bulb turbines", *Water Power & Dam Construction*, September 1988.
- [18] JSME Standard S008, "Performance Conversion Method for Hydraulic Turbines and Pump-Turbines", The Japan Society of Mechanical Engineers, January 1999.
- [19] Kubota, T., Tsukamoto, T., "Scale effect on cavitation runaway speed of large bulb turbine for low head", presented at IAHR Symposium 1990.
- [20] Grubbs, F.E., "Procedures for detecting outlying observations in samples", *Technometrics*, Vol. 12, n.1, February 1969, pp 1-21.

Les références citées ci-après fournissent des informations supplémentaires sur les sujets traités en 4.2 et 4.3.

- [21] Bendat, J., Piersol A.G., "Random data: analysis and measurements procedures", New York, John Wiley, (1986).
 - [22] Fanelli, M., "Research on off-design behaviour of Francis turbines: an overview of present state, difficulties, open problems, needs and strategies". IAHR WG, Milan (1991).
 - [23] Hewlett Packard. "The fundamentals of signal analysis". HP application note 243 (1985).
 - [24] Jacob, T., "Evaluation sur modèle réduit et prédiction de la stabilité de fonctionnement des turbines Francis", Thèse No 1146, EPFL, Lausanne (1993).
 - [25] Jacob, T., Prénat, J.E., "Francis turbine surge: Discussion and data base". XVIII IAHR Symposium, Valencia (1996)
 - [26] Ouakred, R., "Etude des phénomènes propagatifs en conduite dans un circuit hydraulique: intensimétrie hydroacoustique", Thèse 400, USTL Flandres-Artois (1989).
 - [27] Doerfler, P.A. "'Cross impedance' method for frequency-domain representation of oscillations in power plants with meshed waterways". BHRA Pressure Surges, Hannover (1986).
 - [28] Jacob, T., Prénat, J.E., "Generation of hydroacoustic disturbances by a Francis turbine model and dynamic behavior analysis", IAHR Symposium, Belgrade (1990).
-

The references listed below provide additional information on the topics covered by subclauses 4.2 and 4.3.

- [21] Bendat J., Piersol A. G., "Random data: analysis and measurements procedures". New York, John Wiley, (1986).
 - [22] Fanelli M., "Research on off-design behaviour of Francis turbines: an overview of present state, difficulties, open problems, needs and strategies". IAHR WG, Milan (1991).
 - [23] Hewlett Packard, "The fundamentals of signal analysis", HP application note 243 (1985)
 - [24] Jacob T., "Evaluation sur modèle réduit et prédiction de la stabilité de fonctionnement des turbines Francis". Thesis No 1146, EPFL, Lausanne (1993).
 - [25] Jacob T., Prénat J.E., "Francis turbine surge: Discussion and data base". XVIII IAHR Symposium, Valencia (1996)
 - [26] Ouaked R., "Etude des phénomènes propagatifs en conduite dans un circuit hydraulique: intensimétrie hydroacoustique". Thesis 400, USTL Flandres-Artois (1989).
 - [27] Doerfler P. A., "'Cross impedance' method for frequency-domain representation of oscillations in power plants with meshed waterways". BHRA Pressure Surges, Hannover (1986).
 - [28] Jacob T., Prénat J.E., "Generation of hydroacoustic disturbances by a Francis turbine model and dynamic behavior analysis", IAHR Symposium, Belgrade (1990).
-



Standards Survey

The IEC would like to offer you the best quality standards possible. To make sure that we continue to meet your needs, your feedback is essential. Would you please take a minute to answer the questions overleaf and fax them to us at +41 22 919 03 00 or mail them to the address below. Thank you!

Customer Service Centre (CSC)

International Electrotechnical Commission

3, rue de Varembé

1211 Genève 20

Switzerland

or

Fax to: **IEC/CSC** at +41 22 919 03 00

Thank you for your contribution to the standards-making process.

A Prioritaire

Nicht frankieren
Ne pas affranchir



Non affrancare
No stamp required

RÉPONSE PAYÉE

SUISSE

Customer Service Centre (CSC)

International Electrotechnical Commission

3, rue de Varembé

1211 GENEVA 20

Switzerland



Q1 Please report on **ONE STANDARD** and **ONE STANDARD ONLY**. Enter the exact number of the standard: (e.g. 60601-1-1)

.....

Q2 Please tell us in what capacity(ies) you bought the standard (tick all that apply). I am the/a:

- purchasing agent ☐
librarian ☐
researcher ☐
design engineer ☐
safety engineer ☐
testing engineer ☐
marketing specialist ☐
other.....

Q3 I work for/in/as a:
(tick all that apply)

- manufacturing ☐
consultant ☐
government ☐
test/certification facility ☐
public utility ☐
education ☐
military ☐
other.....

Q4 This standard will be used for:
(tick all that apply)

- general reference ☐
product research ☐
product design/development ☐
specifications ☐
tenders ☐
quality assessment ☐
certification ☐
technical documentation ☐
thesis ☐
manufacturing ☐
other.....

Q5 This standard meets my needs:
(tick one)

- not at all ☐
nearly ☐
fairly well ☐
exactly ☐

Q6 If you ticked NOT AT ALL in Question 5 the reason is: (tick all that apply)

- standard is out of date ☐
standard is incomplete ☐
standard is too academic ☐
standard is too superficial ☐
title is misleading ☐
I made the wrong choice ☐
other

Q7 Please assess the standard in the following categories, using the numbers:

- (1) unacceptable,
(2) below average,
(3) average,
(4) above average,
(5) exceptional,
(6) not applicable

- timeliness.....
quality of writing.....
technical contents.....
logic of arrangement of contents
tables, charts, graphs, figures.....
other

Q8 I read/use the: (tick one)

- French text only ☐
English text only ☐
both English and French texts ☐

Q9 Please share any comment on any aspect of the IEC that you would like us to know:

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....





Enquête sur les normes

La CEI ambitionne de vous offrir les meilleures normes possibles. Pour nous assurer que nous continuons à répondre à votre attente, nous avons besoin de quelques renseignements de votre part. Nous vous demandons simplement de consacrer un instant pour répondre au questionnaire ci-après et de nous le retourner par fax au +41 22 919 03 00 ou par courrier à l'adresse ci-dessous. Merci !

Centre du Service Clientèle (CSC)

Commission Electrotechnique Internationale

3, rue de Varembé

1211 Genève 20

Suisse

ou

Télécopie: **CEI/CSC** +41 22 919 03 00

Nous vous remercions de la contribution que vous voudrez bien apporter ainsi à la Normalisation Internationale.

A Prioritaire

Nicht frankieren
Ne pas affranchir



Non affrancare
No stamp required

RÉPONSE PAYÉE

SUISSE

Centre du Service Clientèle (CSC)

Commission Electrotechnique Internationale

3, rue de Varembé

1211 GENÈVE 20

Suisse



Q1 Veuillez ne mentionner qu'**UNE SEULE NORME** et indiquer son numéro exact:
(ex. 60601-1-1)
.....

Q2 En tant qu'acheteur de cette norme,
quelle est votre fonction?
(cochez tout ce qui convient)
Je suis le/un:

agent d'un service d'achat ☐
bibliothécaire ☐
chercheur ☐
ingénieur concepteur ☐
ingénieur sécurité ☐
ingénieur d'essais ☐
spécialiste en marketing ☐
autre(s).....

Q3 Je travaille:
(cochez tout ce qui convient)

dans l'industrie ☐
comme consultant ☐
pour un gouvernement ☐
pour un organisme d'essais/
certification ☐
dans un service public ☐
dans l'enseignement ☐
comme militaire ☐
autre(s).....

Q4 Cette norme sera utilisée pour/comme
(cochez tout ce qui convient)

ouvrage de référence ☐
une recherche de produit ☐
une étude/développement de produit ☐
des spécifications ☐
des soumissions ☐
une évaluation de la qualité ☐
une certification ☐
une documentation technique ☐
une thèse ☐
la fabrication ☐
autre(s).....

Q5 Cette norme répond-elle à vos besoins:
(une seule réponse)

pas du tout ☐
à peu près ☐
assez bien ☐
parfaitement ☐

Q6 Si vous avez répondu PAS DU TOUT à
Q5, c'est pour la/les raison(s) suivantes:
(cochez tout ce qui convient)

la norme a besoin d'être révisée ☐
la norme est incomplète ☐
la norme est trop théorique ☐
la norme est trop superficielle ☐
le titre est équivoque ☐
je n'ai pas fait le bon choix ☐
autre(s)

Q7 Veuillez évaluer chacun des critères ci-
dessous en utilisant les chiffres
(1) inacceptable,
(2) au-dessous de la moyenne,
(3) moyen,
(4) au-dessus de la moyenne,
(5) exceptionnel,
(6) sans objet

publication en temps opportun
qualité de la rédaction.....
contenu technique
disposition logique du contenu
tableaux, diagrammes, graphiques,
figures
autre(s)

Q8 Je lis/utilise: (une seule réponse)

uniquement le texte français ☐
uniquement le texte anglais ☐
les textes anglais et français ☐

Q9 Veuillez nous faire part de vos
observations éventuelles sur la CEI:

.....
.....
.....
.....
.....



ISBN 2-8318-4993-4



ICS 27.140

Typeset and printed by the IEC Central Office
GENEVA, SWITZERLAND